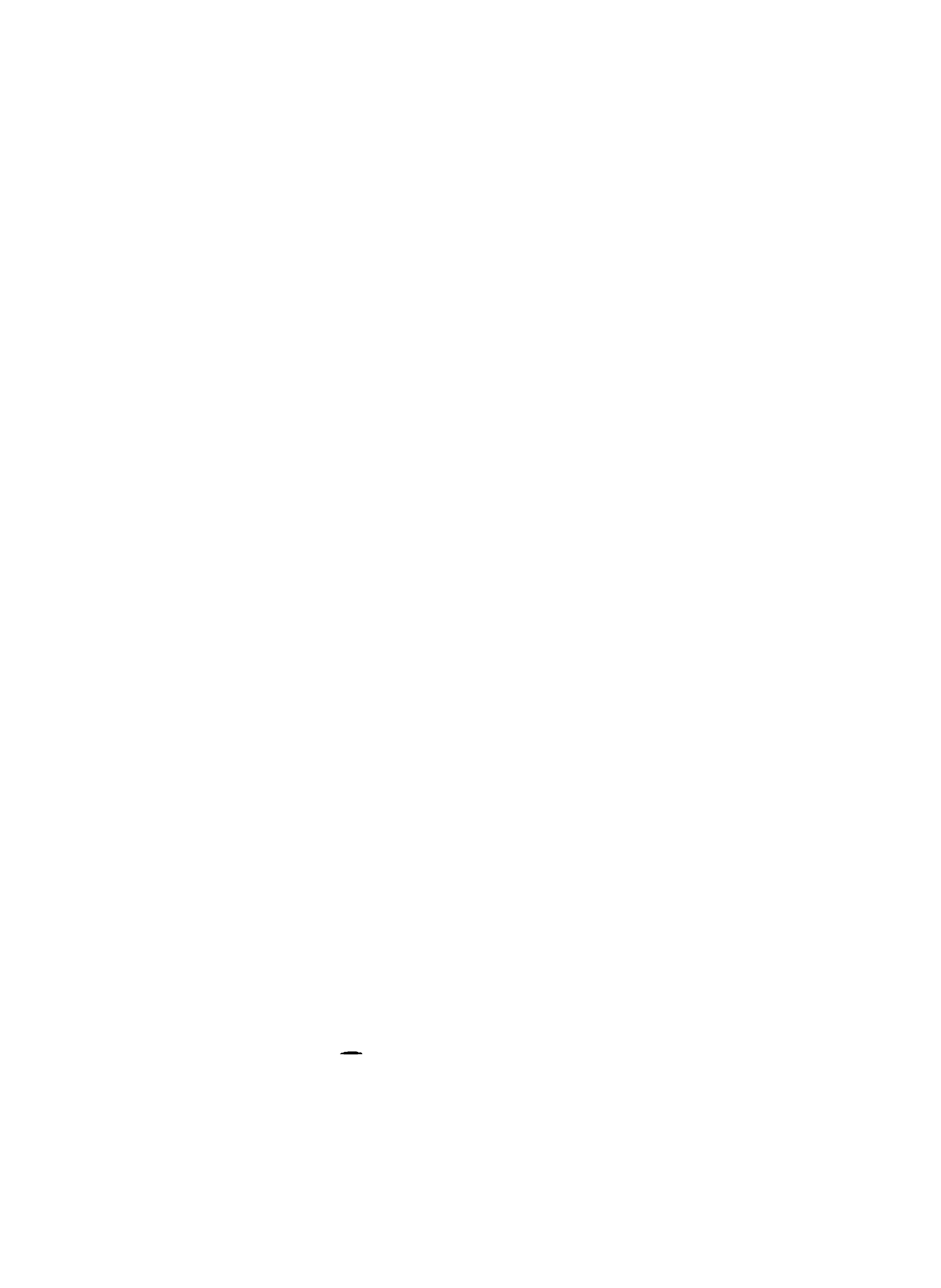




KRANE

Ihr allgemeiner Aufbau nebst maschineller Ausrüstung, Eigenschaften ihrer Betriebsmittel, einschlägige Maschinen-Elemente und Trägerkonstruktionen.

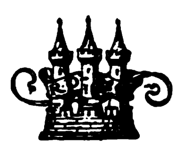
Ein Handbuch für Bureau, Betrieb und Studium

von

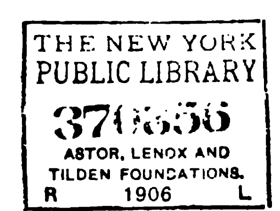
Anton Böttcher.

Unter Mitwirkung von G. Frasch.

Mit 492 Textfiguren, 48 Tafeln und 41 Tabellen.



München und Berlin.
Druck und Verlag von R. Oldenbourg.
1906.



Vorwort.

In dem vorliegenden Buche beabsichtigt der Verfasser, eine Übersicht über das gesamte Gebiet des Kranbaues zu geben, das wie nur wenige Spezialgebiete des Maschinenbaues in den letzten Jahren das allgemeine Interesse auf sich gezogen hat. Dabei sollte der Umfang nach Möglichkeit beschränkt werden, um den Beschaffungspreis in möglichst niederen Grenzen zu halten und dem Buch eine Handlichkeit zu geben, wie sie die Verwendung als Nachschlagebuch am Zeichentisch und im Betriebe als wünschenswert erscheinen läßt. Angesichts des großen Umfanges des Stoffes einerseits und des vorgeschriebenen engen Rahmens anderseits schloß die gestellte Aufgabe nicht unerhebliche Schwierigkeiten in sich. Die anfänglichen Zweifel des Verfassers an der Durchführbarkeit der Arbeit in dem gedachten Sinne wurden schließlich durch das große Interesse beseitigt, welches der Stoff an sich bietet und das durch eingehende Betriebserfahrungen kräftige Stütze fand. Nach reiflicher Überlegung glaubte Verfasser der Aufgabe nähertreten zu dürfen, um so mehr, als die Anregung durch eine ehrenvolle Anfrage seitens der Verlagsanstalt gegeben wurde.

Die Aufstellung des Programms wurde dem Verfasser beträchtlich erleichtert durch seine gelegentlich des Umbaues der Werkstätten des Stettiner-Vulcan für elektrischen Betrieb gemachten Erfahrungen und durch die freundliche Erlaubnis der Direktion jenes Werkes, diese, den weitverzweigten Fabrikationsgebieten entstammenden Erfahrungen für die Zwecke des Buches verwenden zu dürfen. Der mit denkbar geringster Betriebsunterbrechung durchzuführende Umbau einer großen Anzahl Krane der verschiedensten Systeme, an die z. T. hinsichtlich Geschwindigkeits-Steigerung große Ansprüche gestellt wurden, verlangte eine bis ins kleinste Detail gehende Prüfung der Konstruktion und

gewissenhaftes Studium aller Einzelheiten im Betriebe, so daß hier eine reiche Quelle wertvoller Erfahrungen verwertet werden konnte. Die mit dem Umbau der Vulcan-Werkstätten Hand in Hand gehende ausgedehnte Erweiterung der Fabrikanlagen führte zu zahlreichen Neubeschaffungen, deren Montage, Inbetriebsetzung, Probebelastung und Überwachung im Betriebe den Verfasser mit den modernen Ausführungen bestbekannter Firmen eingehend vertraut machten. Eine im Sommer 1902 unternommene, die bedeutendsten deutschen Seestädte und Industriezentren berührende Studienreise unterstützte die Vorarbeiten, von allen Seiten wurde dem Verfasser bereitwilliges Entgegenkommen und wirkungsvolle Unterstützung zuteil, für welche allen denen, welche in dankenswerter Weise den Zwecken des vorliegenden Buches gedient haben, der wärmste Dank des Verfassers ausgesprochen sei. Ohne diese schätzenswerte, vielseitige Mitwirkung hätte der Gedanke, die Arbeit in dem vorgezeichneten Sinne durchzuführen, aufgegeben werden müssen.

In Anlehnung an das Inhaltsverzeichnis glaubt Verfasser noch bemerken zu dürfen:

Den Bedürfnissen des Konstruktionsbureaus folgend, sind in dem ersten Abschnitt einige wichtige Formeln, Hilfssätze und Zahlenwerte der technischen Mechanik kurz gedrängt zusammengestellt.

Der zweite Abschnitt soll eine allgemeine Übersicht des generellen Aufbaues von Kranen und ihrer maschinellen Einrichtung für die verschiedenen Betriebsmittel geben.

Mit Rücksicht auf die Tatsache, daß der elektrische Betrieb im Laufe der letzten Jahre den Kampf mit allen anderen Betriebsarten mit Erfolg aufgenommen hat, erschien es dem Verfasser wünschenswert, die Anordnungen bei Verwendung der verschiedensten Betriebsmittel möglichst vollständig zur Darstellung zu bringen. Dabei konnten natürlich veraltete Konstruktionen in der Wiedergabe nicht vermieden werden, ihre Kenntnis ist unbedingt notwendig, weil in manchen Betrieben auch heute noch ältere Systeme in Verwendung stehen und sehr häufig die Frage zu untersuchen ist, inwieweit sich ein Umbau für elektrischen Betrieb empfiehlt.

Um das vorhandene, außerordentlich umfangreiche Material dem vorgeschriebenen engen Rahmen anzupassen, wurde dieses Kapitel mit zahlreichen Abbildungen versehen, aus denen das jeweils Wesentliche der betreffenden Anordnung hervorgeht. Um der Handlichkeit des Buches nicht zu schaden, wurde der Maßstab der Figuren so klein als möglich gewählt, ohne jedoch der erforderlichen Deutlichkeit der wesentlichen Details Eintrag zu tun.

Der dritte Abschnitt enthält Angaben über die wichtigsten Eigenschaften der für Krane verwandten Betriebsmittel, die eingehender, jahrelanger Beobachtung im Betriebe und zahlreichen Versuchen entstammen. Für Hand- und Transmissionsbetrieb sind die vor allem wichtigen Anhaltspunkte über die obere Grenze der zu erreichenden Lastgeschwindigkeiten und Arbeitsleistungen nebst den erforderlichen Übersetzungen übersichtlich zusammengestellt. Für hydraulischen und elektrischen Betrieb sind die zur Beurteilung der Arbeitsvorgänge während der verschiedenen Bewegungsstadien der Last wichtigen Eigenschaften des Arbeitsmittels und die aus denselben für den Entwurf und späteren Betrieb zu ziehenden Folgerungen behandelt.

Abschnitt IV behandelt nur die für den Kranbau besonders wichtigen Maschinenelemente, und zwar unter spezieller Berücksichtigung der Anforderungen, welche der Kranbetrieb an diese Elemente stellt.

Im fünften Abschnitt beabsichtigt der Verfasser besonders nach zwei Richtungen hin den Konstrukteur zu unterstützen: 1. in der Schaffung eines bequemen und außerordentlich vielseitigen Hilfsmittels zur Berechnung von Trägheitsmomenten genieteter Profile in Form einer Universaltabelle, welche gestattet, in allen vorkommenden Fällen mit wenig Zahlenmaterial und dem denkbar einfachsten Rechnungsgang auf dem kürzesten Wege zum Ziele zu gelangen, 2. in der Ausbildung einer Methode zur Festlegung der Stabkräfte in Fachwerken, welche nicht, wie die bekannten Verfahren, sich auf die Bestimmung der größten Werte beschränkt, sondern die für jeden Stab den Verlauf der Stabkraft in Abhängigkeit von der Laststellung darzustellen gestattet. Das ist besonders wertvoll für die in neuerer Zeit häufig auftretende Forderung, vorhandene Kranbahnen hinsichtlich ihrer Belastungsfähigkeit bei Beschaffung neuer Krane zu untersuchen. Weiteren Vorteil bietet die Methode dadurch, daß sie sehr schätzenswerte Anhaltspunkte für geeignete Wahl der zulässigen Materialbeanspruchung gibt, indem sie den zeitlichen Verlauf der Stabbelastungen berücksichtigt. Der Berechnung der Steg-, Gurt- und Laschennietungen ist besondere Sorgfalt gewidmet.

Abschnitt VI ist als Ergänzung der Abschnitte III bis V gedacht. Er enthält eine größere Anzahl eingehend durch Zeichnungen erläuterter Beschreibungen mustergültiger Ausführungen, denen jeweils die Berechnung einiger wichtiger Details angefügt ist. Der Gang der Berechnung mußte in den meisten Fällen sich auf das letzte Stadium der konstruktiven Entwicklung beschränken, das sich mit der Untersuchung der Beanspruchung fertig entwickelter Konstruktionen befaßt.

Der in der Praxis stets einzuschlagende Weg, der Hand in Hand mit der zeichnerischen Tätigkeit ein Konstruktionsdetail allmählich herausbildet, konnte nur in wenigen Fällen gewählt werden; wo es mit Rücksicht auf die erforderliche Kürze der Darstellung möglich war, ist es geschehen.

In den Anhang sind eine Anzahl häufig zu benützender Profiltabellen aufgenommen, ferner sind demselben mehrere behördliche Verfügungen und Verbandsvorschriften auszugsweise angefügt, die, wenn sie auch nicht direkt den Kranbau und -betrieb betreffen, doch äußerst schätzenswerte Einzelheiten enthalten, die diesen nutzbar gemacht zu werden verdienen. Den Schluß bildet ein Verzeichnis von Abhandlungen über Krane, zusammengestellt nach der vom Verein Deutscher Ingenieure herausgegebenen Zeitschriftenschau.

Bei der Ausarbeitung und Kontrolle der Zeichnungen für die Tafeln und Textfiguren wurde Verfasser in freundlicher Weise durch Herrn Frasch unterstützt, welcher auch die Kontrollrechnungen der Abschnitte IV bis VI übernommen hatte und bei Vollzug der Korrekturen und Revisionen hilfreiche Hand leistete.

Verfasser übergibt das Buch der Öffentlichkeit, indem er wiederholt seinen Dank für die vielseitige, ihm gewordene Unterstützung an dieser Stelle ausspricht. Gleichzeitig bittet er um wohlwollende Aufnahme und geneigte Beurteilung, indem er sich voll bewußt ist, daß keine Erfahrung und keine Mühe eine Arbeit fehlerfrei gestalten kann. Aus diesem Grunde auch richtet er an die geehrten Fachgenossen die ergebene Bitte, gefundene Fehler ihm zur Kenntnis bringen zu wollen.

Hamburg, im Oktober 1905.

Anton Böttcher.

Inhaltsverzeichnis.

I. Abschnitt.

Hilfssätze, Formeln und Zahlenwerte der technischen Mechanik.

II. Abschnitt.

Allgemeine Anordnung von Kranen.

III. Abschnitt.

Eigenschaften der für Krane verwandten Betriebsmittel.

IV. Abschnitt.
Für den Kranbau wichtige Maschinenelemente.

V. Abschnitt.
Entwurf und Berechnung von Kranträgern.

VI. Abschnitt.

Ausgeführte Beispiele.

Anhang.

Tabellenverzeichnis.

Tafelverzeichnis.

Berichtigungen.

Seite	Zeile		lies	anstatt
Seite 13	Zeile 7 von oben		lies 0,0001	anstatt 0,00001
	» 8 » »		» 0,01	» 0,001
	» 2, 7—10 v. ob.		» ν	» v
» 38	» 11 von oben		» $(D^4 - d^4)$	» $(D^4 \cdot d^4)$
» 63	» 4 von unten		» 133,32	» 108,5
» 125	» 18 » »		» I	» Ia
» 134	» 3 » »		» $\frac{l}{q}$	» $\frac{l}{9}$
» 136	» 3 von oben		» Watt	» Watt pro Sek.
» 178	» 7 u. 17 v. oben		» L	» l
» 210	» 22 von oben		» —keilten	» —keiltem.

I. Abschnitt.

Im Kranbau häufiger vorkommende Hilfssätze und Formeln der technischen Mechanik.

---

1. Statik.

§ 1. Die Zusammensetzung von Kräften zu ihrer Mittelkraft erfolgt allgemein mittels des Kräfteplans in Verbindung mit dem Seilpolygon (Fig. 1). Um Ungenauigkeiten der Zeichnung nach Möglichkeit auszugleichen, empfiehlt sich die Kontrolle der gefundenen Lösung durch ein zweites Seilpolygon mit anderem Pol O_1 im Kräfteplan.

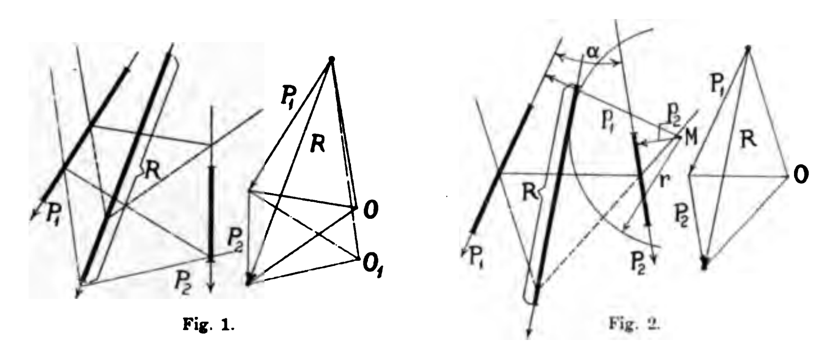


Fig. 1.

Fig. 2.

Die Richtigkeit des schließlich gefundenen Resultates kann dann noch rechnerisch geprüft werden: In bezug auf einen beliebig angenommenen Punkt muß die Summe der Momente der Seitenkräfte gleich dem Moment der Resultante sein, d. h. (Fig. 2)

$$P_1 p_1 + P_2 p_2 = R \cdot r.$$

Besteht das System aus nur zwei Kräften (Fig. 3), so wird:

$$R^2 = P_1^2 + P_2^2 + 2\,P_1 P_2 \cdot \cos\alpha$$

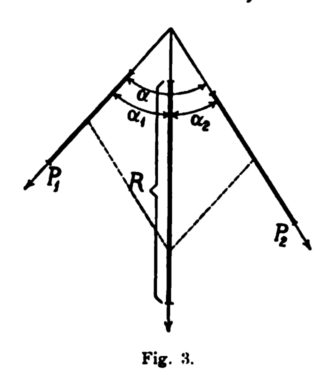


Fig. 3.

$$\sin\alpha_1 = \frac{P_2 \cdot \sin\alpha}{R}\,; \quad \sin\alpha_2 = \frac{P_1 \cdot \sin\alpha}{R}$$

Fallen die Richtungen von P_1 und P_2 zusammen, so ist entweder

$$\alpha = 0\,; \qquad R = P_1 + P_2$$

oder

$$\alpha = 180^0\,; \qquad R = P_1 - P_2$$

Für $\alpha = 90^0$ wird

$$R = \sqrt{P_1^2 + P_2^2}$$

Bezüglich der zeichnerischen Durchführung von Kräfteplänen und Seilpolygonen ist besonders zu beachten:

Der Pol des Kräfteplanes ist so zu wählen, daß spitze Schnitte der Seilpolygonseiten mit den Kraftrichtungen vermieden werden. Die parallele

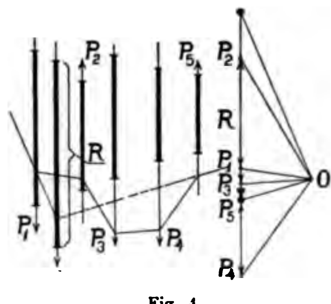


Fig. 4.

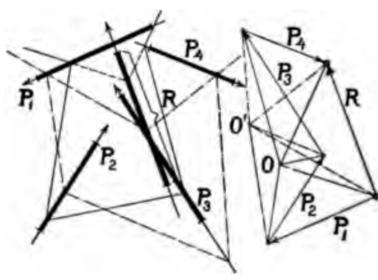


Fig 5.

Übertragung der Polstrahlen aus dem Kräfteplan als Seilpolygonseiten in den Systemplan muß mit peinlicher Sorgfalt geschehen, weil hier beträchtliche Fehler entstehen können. Besonderes Augenmerk ist, hauptsächlich bei Systemen paralleler Kräfte (Fig. 4), auf die Pfeilspitzen der Kräfte zu richten. Die Kontrolle der Rechnung durch Wiederholung unter Annahme eines neuen Pols (Fig. 5) und Prüfung der Richtigkeit der endlichen Lösung durch die Momentengleichung ist dringend zu empfehlen.

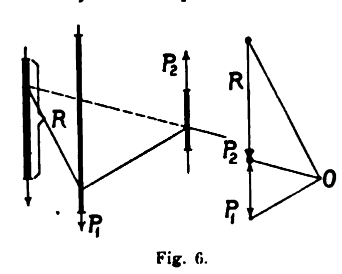


Fig. 6.

Bemerkenswerter Spezialfall: Zwei parallele, entgegengesetzt gerichtete Kräfte (Fig. 6): Wird P_2 allmählich gleich P_1, so nähert sich R immer mehr dem Wert Null, den es für $P_1 = P_2$ erreicht, während seine Lage gleichzeitig ins Unendliche rückt: Kräftepaar (Fig. 7).

Unter Verwendung des Achsenmomentes können Kräftepaare durch Bildung eines Polygonzuges an beliebiger Stelle im Raum zu einem resultierenden Kräftepaar zusammengezogen werden, ähnlich wie Einzelkräfte zu einer resultierenden Einzelkraft; nur ist für die Bestimmung der Lage ein Seilpolygon hier nicht erforderlich, weil beliebige Parallelverschiebung eines Kräftepaares zulässig ist.

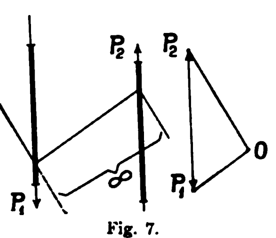


Fig. 7.

Zerlegung von Kräften: Die meisten in der Praxis vorkommenden Fälle beschränken sich auf die Zerlegung einer gegebenen Kraft nach zwei vorgeschriebenen Richtungen, deren Schnittpunkt auf der Richtung der gegebenen Kraft liegt. Diese Zerlegung ist mittels Kräfteparallelogramms durchzuführen, wenn der Schnittpunkt erreichbar ist. Ist dies nicht der Fall, so geben Kräfteplan und Seilpolygon die Lösung. Kontrolle durch Wahl eines neuen Poles und die Momentengleichung ist auch hier zu empfehlen.

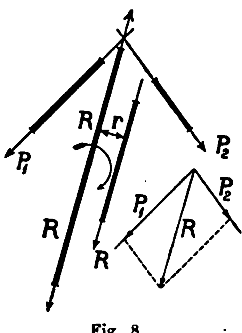


Fig. 8.

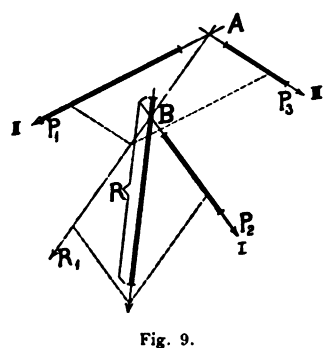


Fig. 9.

Schneiden die Seitenrichtungen sich nicht auf der Richtung der gegebenen Einzelkraft (Fig. 8), so entsteht neben den Seitenkräften P_1 und P_2 ein Kräftepaar vom Moment $R \cdot r$, welches durch die Parallelverschiebung von R aus der ursprünglichen Richtung in die durch den Schnittpunkt von P_1 und P_2 hindurchgehende Grade bedingt ist.

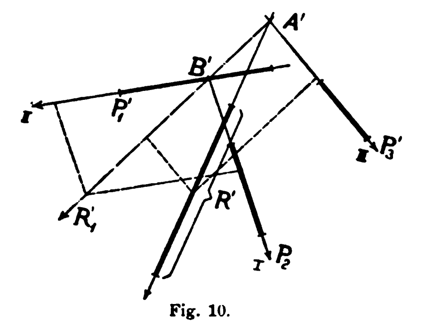


Fig. 10.

Zerlegung einer Einzelkraft in drei Richtungen (Fig. 9): Man spaltet die Einzelkraft zunächst in eine der drei gegebenen Richtungen, z. B. I, und die Richtung der Resultante für die beiden anderen Richtungen, II und III, welche durch die Schnittpunkte von I und R, und II und III hindurchgehen muß (AB). Die Seitenkraft

der Richtung AB wird dann noch nach II und III zerlegt. An Stelle von I kann auch die Komponente der Richtung II (Fig. 10) oder III zuerst abgespalten werden; es bestehen mithin drei voneinander unabhängige Lösungen, welche das gleiche Resultat ergeben müssen.

Wenn die Punkte A und B (bzw. A', B') je nach Lage der verschiedenen Richtungen nahe zusammenrücken, so wird das Resultat ungenau; fallen beide Punkte zusammen, so gibt es keine eindeutige Lösung.

§ 2. Gleichgewichtsbestimmung: Ein Kräftesystem ist im Gleichgewicht, wenn die Resultante gleich Null ist und kein resultierendes Kräftepaar vorhanden ist. Sind Resultante und resultierendes Kräftepaar von Null verschieden, so ist der Gleichgewichtszustand herbeizuführen durch Ersatz der gefundenen Resultante bzw. des resultierenden Kräftepaares durch gleichwertige Elemente entgegengesetzter Richtung (Fig. 11).

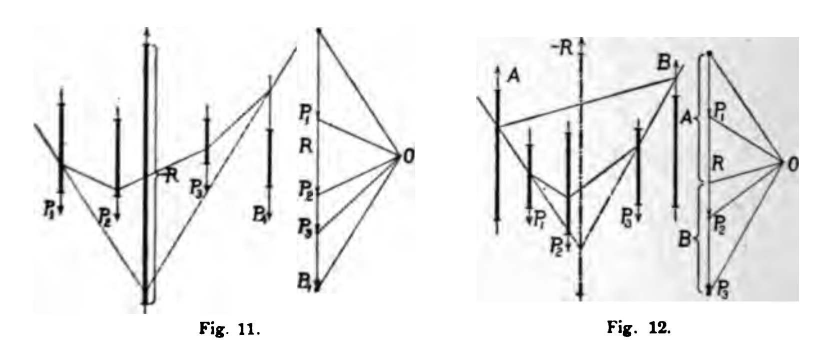


Fig. 11. Fig. 12.

In der Praxis genügt es vielfach nicht, ein System in der vorstehend angegebenen Weise ins Gleichgewicht zu bringen, weil in diesem Fall der Stabilität nicht Rechnung getragen ist. Vielfach liegt dort die Aufgabe vor (z. B. bei Belastung und Unterstützung von Trägern), die das Gleichgewicht herbeiführenden Kräfte so zu bestimmen, daß sie in zwei gegebene Richtungen fallen. In solchem Falle wird zuerst die Resultante des gegebenen Systems ermittelt, diese dann (meistens unter Verwendung des gleichen Kräfteplans und Seilpolygons) (Fig. 12) in die vorgeschriebenen Richtungen (A und B) zerlegt und die entstehenden Komponenten durch gleich große Kräfte entgegengesetzter Richtung ersetzt (Auflagerreaktionen). Ähnliches gilt, wenn das gegebene System ein resultierendes Kräftepaar ergibt.

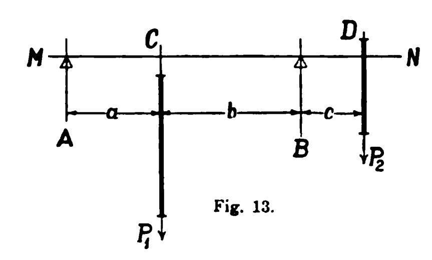


Fig. 13.

Die Stabilität eines Kräftesystems ist an bestimmte Grenzen gebunden, welche bei Konstruktionsentwürfen festzulegen sind.

Beispiel: Ein auf zwei Stützen (A und B, Fig. 13) liegender Träger MN ist bei C und D belastet. Die Auflagerreaktionen bestimmen sich zu

$$A = \frac{P_1 \cdot b - P_2 \cdot c}{a + b}$$

$$B = \frac{P_1 \cdot a + P_2 (a + b + c)}{a + b}.$$

Diese Reaktionen ändern sich mit der Größe und Stellung von P_1 und P_2. Solange

$$P_2 \cdot c < P_1 b,$$

wird das System stabil bleiben; sowie jedoch

$$P_2 c \geqq P_1 b$$

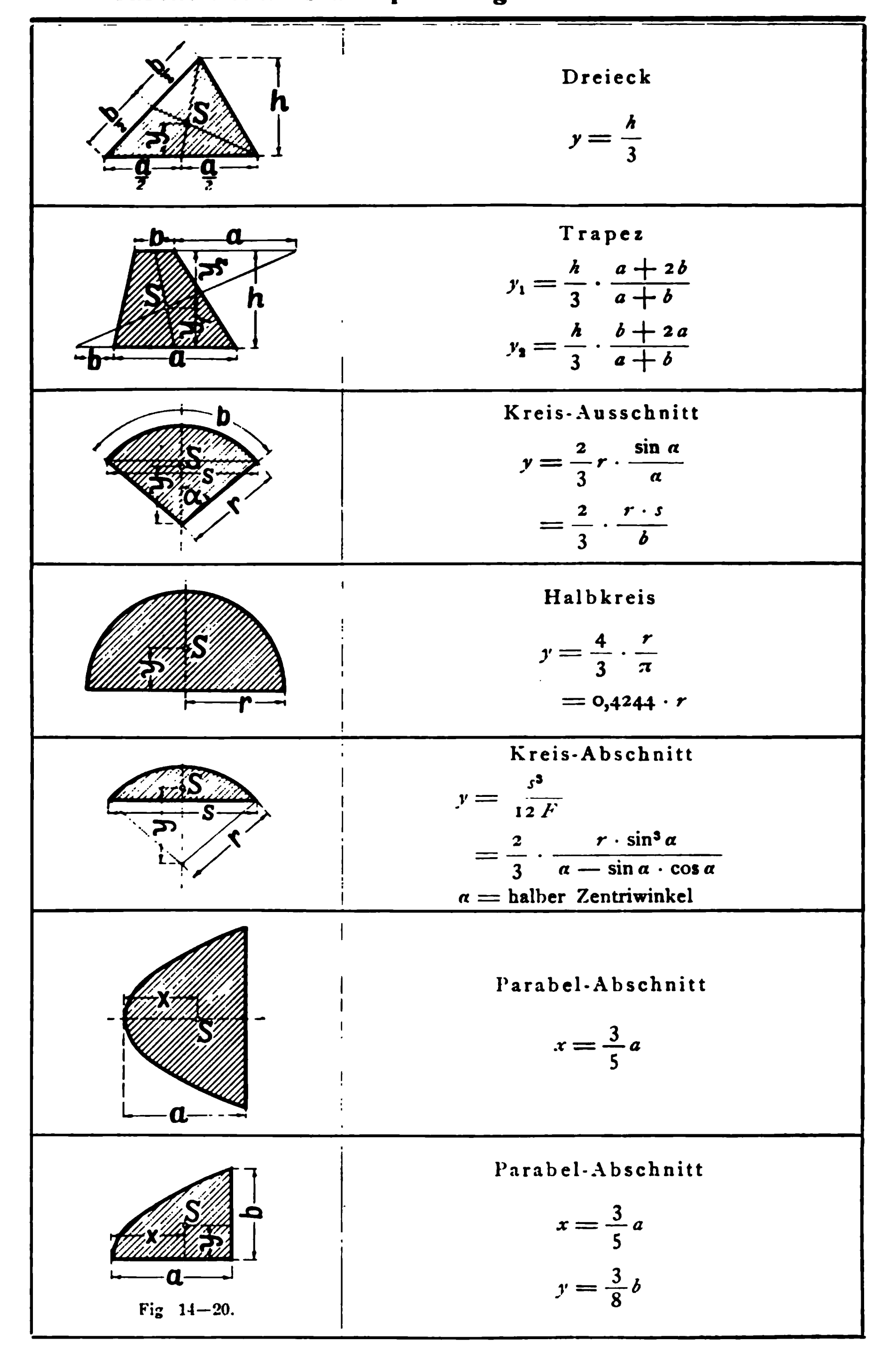
wird, hebt sich der Träger bei A ab, die Stabilität ist gestört. Soll sie erhalten bleiben, so muß das Auflager bei A so ausgebildet werden, daß es auch eine Reaktion nach unten ausüben kann.

§ 3. Schwerpunkt. Der Schwerpunkt eines Körpers gibt für alle Lagen desselben die Lage der Resultierenden sämtlicher Schwerkräfte der einzelnen Massenteilchen an. Ist die Masse des Körpers homogen, so hängt die Schwerpunktslage allein von der Volumenverteilung, d. h. von der Gestalt des Körpers, ab; etwa vorhandene Symmetrieebenen sind also für dieselbe bestimmend. Im übrigen ist die Verschiedenheit des spezifischen Gewichtes in der Masse des Körpers selbst auf die Schwerpunktslage von wesentlichem Einfluß.

Ähnlich wie bei homogenen Körpern, so kann man auch bei Flächen und Linien, welche unter dem Einfluß gleichförmig verteilter Lasten stehen, bzw. befindlich gedacht sind, von einem Schwerpunkt sprechen. In diesem Fall würde die Resultierende der gleichförmig verteilten Kräfte durch den betreffenden Schwerpunkt hindurchgehen.

Für eine Anzahl häufiger bei Kranberechnungen vorkommender Flächen ist in Tabelle I die Schwerpunktslage angegeben. Bei komplizierteren Formen zerlegt man die Fläche in einzelne Teile, für welche die Schwerpunktslage bekannt ist, oder aus Tabelle I entnommen werden kann, setzt die in den Schwerpunkten der Teilflächen wirkend gedachten parallelen Kräfte diesen Flächen proportional und sucht die Resultierende, die dann durch den Gesamtschwerpunkt hindurchgeht. Bei Vorhandensein einer Symmetrieachse genügt eine Richtung der angenommenen Kräfte; fehlt die Symmetrieachse, so ist die Rechnung für zwei Kraftrichtungen durchzuführen.

Tabelle Nr. 1. Schwerpunktslage von ebenen Flächen.



Figur	Schwerpunktslage
	Dreieck $y = \frac{h}{3}$
	Trapez $y_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{a + 2b}{a + b}$ $y_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{b + 2a}{a + b}$
	Kreis-Ausschnitt $y = \frac{2}{3} r \cdot \frac{\sin \alpha}{\alpha}$ $= \frac{2}{3} \cdot \frac{r \cdot s}{b}$
	Halbkreis $y = \frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi}$ $= 0{,}4244 \cdot r$
	Kreis-Abschnitt $y = \frac{s^3}{12 F}$ $= \frac{2}{3} \cdot \frac{r \cdot \sin^3 \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha}$ α = halber Zentriwinkel
	Parabel-Abschnitt $x = \frac{3}{5} a$
	Parabel-Abschnitt $x = \frac{3}{5} a$ $y = \frac{3}{8} b$

Fig 14—20.

Beispiel: (Fig. 21—23).

Die Zerlegung des ⊏-Profiles erfolgt in Rechtecke, für welche S bekannt ist.

1. Lösung: (Fig. 21) Momentengleichung in bezug auf AB.

$$f_1 \cdot y_1 + 2 f_2 \cdot y_2 = (f_1 + 2 f_2) \cdot y$$

$$y = \frac{f_1 y_1 + 2 f_2 \cdot y_2}{f_1 + 2 f_2}.$$

Da MN Symmetrieachse ist, so muß der Schwerpunkt auf MN im Abstand y von AB liegen.

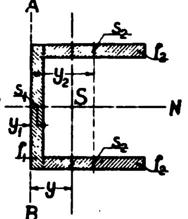


Fig. 21.

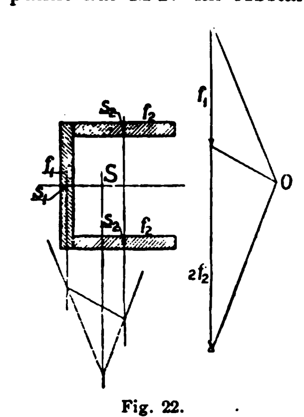


Fig. 22.

2. Lösung: (Fig. 22) Graphisches Verfahren. Mit Rücksicht auf die Symmetrieachse nur für eine Kraftrichtung durchzuführen.

3. Lösung: (Fig. 23) Dieselbe ist für Kontrollzwecke zu empfehlen: Man schneidet die betreffende Fläche maßstäblich aus, legt sie auf eine Messerschneide 1—1 und bringt sie durch Probieren in die Gleichgewichtslage, für welche S dann überder Schneide liegt. Dasselbe für eine zweite Richtung 2—2 wiederholt ergibt im Schnittpunkt die Lage von S.

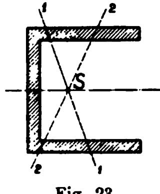
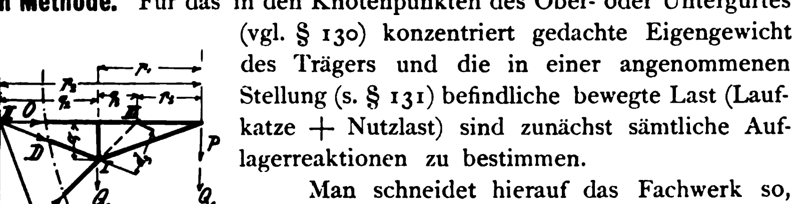


Fig. 23.

§ 4. Bestimmung der Stabkräfte von Fachwerken nach der Ritterschen Methode. Für das in den Knotenpunkten des Ober- oder Untergurtes (vgl. § 130) konzentriert gedachte Eigengewicht des Trägers und die in einer angenommenen Stellung (s. § 131) befindliche bewegte Last (Laufkatze + Nutzlast) sind zunächst sämtliche Auflagerreaktionen zu bestimmen.


Fig. 24.

Man schneidet hierauf das Fachwerk so, daß drei Stäbe getroffen werden, denkt sich den einen Teil des Trägers (in Fig. 24 und Fig. 25 in dünnen Linien gezeichnet) entfernt und für den anderen Teil unter Belassung sämtlicher äußerer Kräfte in Richtung der geschnittenen Stäbe neue Kräfte wirkend, welche das Gleichgewicht des betreffenden Trägerteiles wiederherstellen. Es lassen sich dann mit Hilfe der Momentengleichung (§ 1) bei entsprechender Wahl des Drehpunktes die Stabkräfte ausrechnen. Als Drehpunkt hat man jeweils den gemeinsamen Knotenpunkt zweier geschnittener Stäbe anzunehmen, um die Gleichung zur Berechnung des dritten aufzustellen.

Beispiel 1: Fachwerk für einen Drehkran (Fig. 24)
Stab O: Drehpunkt I im Schnittpunkt von D und U

$$(Q_1 + P) p_1 = - O \cdot o_1$$

$$O = - \frac{(Q_1 + P) p_1}{o_1}.$$

Stab U: Drehpunkt II im Schnittpunkt von O und D

$$(Q_1 + P) p_2 + Q_2 \cdot q_2 = U \cdot u_2$$

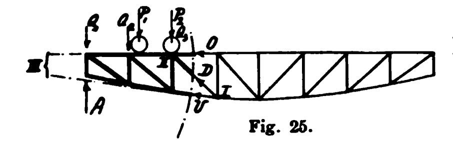
$$U = \frac{(Q_1 + P) p_2 + Q_2 \cdot q_2}{u_2}.$$

Stab D: Drehpunkt III im Schnittpunkt von O und U

$$(Q_1 + P) p_3 - Q_2 \cdot q_3 = D \cdot d_3$$

$$D = \frac{(Q_1 + P) p_3 - Q_2 \cdot q_3}{d_3}.$$

Die Richtung einer berechneten Stabkraft ergibt das Vorzeichen des Resultates unter Berücksichtigung der bei Aufstellung der Momentengleichung angenommenen Kraftrichtung.


Fig. 25.

Beispiel 2: Fachwerk für einen Laufkran (Fig. 25):
Stab O: Drehpunkt I,
Stab U: Drehpunkt II,
Stab D: Drehpunkt III.

Bei Laufkranträgern verlaufen die Stäbe O und U annähernd parallel, so daß die Annahme des Drehpunktes im Schnittpunkte von O und U fast immer unausführbar ist. Man muß daher hier unter Einsetzung des für U oder O errechneten Wertes und Annahme eines beliebigen anderen Drehpunktes rechnen.

Die Rittersche Methode findet zweckmäßig Verwendung zur Vornahme von Kontrollrechnungen (Stichproben) für die graphisch ermittelten Stabkräfte (vgl. Abschnitt VI).

2. Dynamik.

§ 5. Die wichtigsten Kranbewegungen.

a) Geradlinige Horizontalbewegung.

Es sind drei Stadien zu unterscheiden: Anlauf, Beharrungszustand und Auslauf.

1. Anlauf: Vorgeschriebener Anlaufweg s_1. Unter Annahme konstanter Beschleunigungskraft P wird

Beschleunigung: $k_1 = \frac{P}{M}$

Anlaufweg: $s_1 = \frac{k_1}{2} t_1^2$

Anlaufzeit: $t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot s_1}{k_1}} = \sqrt{\frac{2 s_1 M}{P}}.$

Für einen beliebigen Punkt des Anlaufweges ergibt sich die Geschwindigkeit

$$v = k_1 t$$

und hiernach die Endgeschwindigkeit

$$v_1 = k_1 t_1 = \sqrt{2 s_1 k_1} = \sqrt{2 s_1 \frac{P}{M}}.$$

Für die aufzuwendende Anlaufarbeit gilt:

$$L_1 = M \frac{v_1^2}{2} = P \cdot s_1.$$

2. Beharrungszustand:

$$v_2 = v_1 = \text{konst.}$$

Erforderliche treibende Kraft

$$P_2 = 0.$$

Aufzuwendende Arbeit

$$L_2 = 0.$$

Zurückgelegter Weg seit Eintritt des Beharrungszustandes

$$s = v_1 t = v_2 t.$$

Ist ein bestimmter Weg s_2 vorgeschrieben, so wird die hierfür erforderliche Zeit

$$t_2 = \frac{s_2}{v_1}.$$

3. Auslauf: Vorgeschriebener Auslaufweg s_3.

Zur Erreichung des Stillstandes muß ein Widerstand W angreifen, für welchen gilt

$$W \cdot s_3 = M \cdot \frac{v_1^2}{2}.$$

Die Bremsarbeit $L_3 = W \cdot s_3 = M \frac{v_2^2}{2}$ wird von der bewegten Masse geleistet und muß von der Bremsvorrichtung aufgezehrt werden.

Die für die Bremsung erforderliche Zeit wird

$$t_3 = \frac{v_2}{k_3} = \sqrt{\frac{2 \cdot M \cdot s_3}{W}}.$$

Der ganze Bewegungsvorgang läßt sich mit Vorteil durch ein Diagramm darstellen (Fig. 26), in dem man alle in Betracht kommenden Werte als Funktion des Weges aufträgt.

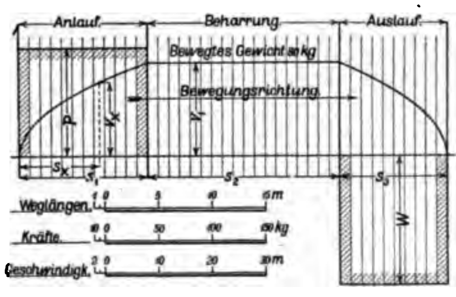


Fig. 26.

Aus der Bezeichnung

$$P s_1 = \frac{M v_1^2}{2} = W \cdot s_3$$

folgt die Gleichheit der Arbeitsflächen für Anlauf und Auslauf.

Die Beschleunigung für Anlauf und die Verzögerung für Auslauf sind dem P und W jeweils proportional, ihr Verlauf ist demnach durch die P- und W-Kurven gegeben.

Aus
$$v^2 = 2\,k \cdot s$$
ergeben sich für den Verlauf von v während des Anlaufes und Auslaufes gewöhnliche Parabeln.

Zur Bestimmung der in jedem Moment aufzuwendenden Leistung dient das Produkt von P und v für die betreffende Ordinate

$$N = \frac{P \cdot v}{75}.$$

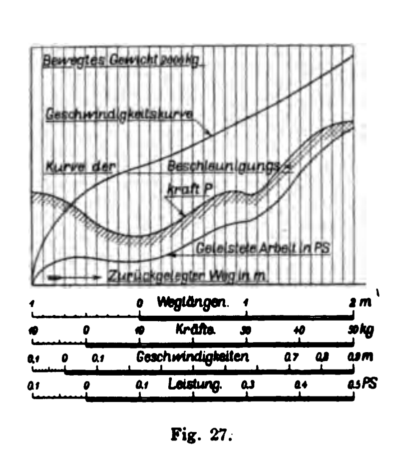


Fig. 27.

Ist die während des Anlaufes wirkende Beschleunigungskraft nicht konstant (Fig. 27), so läßt sich die v-Kurve aus der allgemeinen Beziehung

$$M \cdot \frac{v^2}{2} = \int_0^s P \cdot ds$$

ermitteln, nach welcher

$$v = \sqrt{\frac{2}{M}} \cdot \sqrt{\int_0^s P \cdot ds}.$$

Dies geschieht, indem man die Fläche der P-Kurve bis zur Ordinate, für welche man v sucht, planimetriert und die $\sqrt{}$ des erhaltenen Wertes in entsprechendem Maßstabe, welcher den konstanten Faktor $\sqrt{\frac{2}{M}}$ berücksichtigt, aufträgt. Ist die v-Kurve gefunden, so bestimmt sich die Leistungskurve für diesen Fall wie oben durch Vereinigung der zusammengehörigen Werte von P und v in den Ausdruck $\frac{P \cdot v}{75}$.

b) Geradlinige Vertikalbewegung.

Für den Aufwärtsgang kommt als treibende Kraft zur Beschleunigung nur derjenige Betrag zur Geltung, welcher der Differenz aus gegebener Anzugskraft und Gewicht entspricht, während für den Abwärtsgang die Summe beider beschleunigend wirkt. Die unter a) gegebenen Beziehungen ändern sich hiernach wie folgt:

1. Anlauf:

Ist der vorgeschriebene Anlaufweg s_1, die verfügbare Anzugskraft $P =$ konst., so wird

$$k_1 = \frac{P \mp G}{M}.$$[1]

---

[1]) Oberes Vorzeichen für Aufwärts-, unteres für Abwärtsbewegung.

Aus

$$s_1 = \frac{k_1}{2} t^2$$

ergibt sich die erforderliche Anlaufzeit

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 s_1}{k_1}} = \sqrt{\frac{2 s_1 M}{P \mp G}}$$

und die zur Zeit t_1 erreichte Endgeschwindigkeit

$$v_1 = k_1 t_1 = \sqrt{2 s_1 k_1} = \sqrt{2 s_1 \frac{P \mp G}{M}}.$$

Die während des Anlaufes von P zu leistende Arbeit setzt sich zusammen aus Beschleunigungsarbeit und Hubarbeit.

Die Beschleunigungsarbeit L_1' ist wie oben

$$L_1' = \frac{M v_1^2}{2} = s_1 (P \mp G).$$

Die Hubarbeit $L_1'' = \pm G \cdot s_1$.

Hiernach wird die Anlaufarbeit

$$L_1 = L_1' + L_1'' = s_1 (P \mp G) \pm G \cdot s_1$$
$$= P \cdot s_1.$$

2. Beharrungszustand: Es ist

$$v_2 = v_1 = \sqrt{2 s_1 \cdot \frac{P \mp G}{M}} = \text{konst.}$$

$$s = v_2 t \text{ und } t_2 = \frac{s_2}{v_2} = \frac{s_2}{v_1}.$$

Die auf die Widerstandsrichtung der bewegten Last reduzierte treibende Kraft ergibt sich zu

$$P = \pm G.$$

Hiernach wird die aufzuwendende Arbeit

$$L_2 = \pm G \cdot s_2,$$

d. h. bei Abwärtsgang wird dieser Betrag von der Last G geleistet und muß von der Bremsvorrichtung aufgezehrt werden.

3. Auslauf: Vorgeschriebener Auslaufweg s_3. Der verzögernde Widerstand W ist so zu bemessen, daß

$$W \cdot s_3 = M \cdot \frac{v_2^2}{2} \mp G \cdot s_3 \cdot = s_1 (P \mp G) \mp G \cdot s_3.$$

Ist $s_3 = s_1$, so wird

$$W = P \mp 2 G.$$

$$\text{Verzögerung } k_3 = \frac{W}{M} = \frac{P \mp 2 G}{M}.$$

Aufzuwendende Bremsarbeit

$$L_3 = W s_3 = s_3 (P \mp 2 G).$$

In den Diagrammen Fig. 28 und 29 sind, ähnlich wie in Fig. 26, sämtliche Werte zum Vergleich zusammengestellt.

Derartige Diagramme sind unter Umständen für die Beurteilung der An- und Auslaufverhältnisse, besonders bei großen Massen und Geschwindigkeiten, von Nutzen.

c) Bewegung um eine Achse (Rotation).

Aufwärts (Heben).

Fig. 28.

Abwärts (Senken).

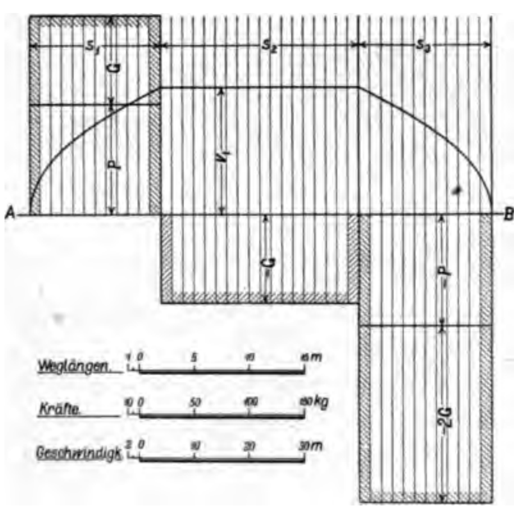


Fig. 29.

Es bezeichnet:

α den von einem Körperelement im Abstand 1 von der Drehachse zurückgelegten Weg (Bogen, für eine Umdrehung also $\alpha = 2\pi$);

ω die Winkelgeschwindigkeit, d. h. die Geschwindigkeit im Abstand 1 von der Achse, $\left(\omega = \frac{d\alpha}{dt}\right)$,

ν die Winkelbeschleunigung $\left(\nu = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\alpha}{dt^2}\right)$,

n die Umdrehungen pro Minute.

Hiernach wird:

Der Weg eines Elementes im Abstand ϱ

$$s = \varrho \cdot \alpha,$$

die zugehörige Geschwindigkeit

$$v = \varrho \cdot \omega = \varrho \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

und die Beschleunigung

$$k = \varrho \cdot \nu = \varrho \cdot \frac{d\omega}{dt} = \varrho \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2}.$$

Ferner gelten die Beziehungen: $n = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi}$, $\omega = \frac{2\pi n}{60}$.

Die für jedes Massenelement zur Erzeugung der Beschleunigung k erforderliche Kraft ist

$$p = mk = \varrho \cdot m\nu$$

und das Moment dieser Kraft in bezug auf die Drehachse

$$\varrho p = m\nu\varrho^2.$$

Hieraus ergibt sich das totale Antriebsmoment des zu beschleunigenden Körpers

$$M = P \cdot r = \Sigma m \nu \varrho^2 = \nu \cdot \Sigma m \varrho^2 = \nu \cdot J.$$

Der Ausdruck $\Sigma m \varrho^2 = J$ heißt das Trägheitsmoment des Körpers in bezug auf die angenommene Drehachse. Dasselbe wird je nach den gewählten Maßeinheiten auf m, cm oder mm bezogen (vgl. Tab. 2).

Für praktische Rechnungen wird mit $g = 9{,}81$

$$\begin{aligned} M_{cmkg} &= 0{,}00001 \cdot v \cdot J_{mm^4} \\ &= 0{,}001 \cdot v \cdot J_{cm^4} \\ &= v \cdot J_{dcm^4} \\ &= 100 \cdot v \cdot J_{m^4} \end{aligned}$$

In allen Fällen ist das spezifische Gewicht auf die gewählte Maßeinheit zu beziehen.

Bei Profileisen ist meistens das Gewicht per lfd. m (G_m) bekannt, Sind die Abstände der Enden von der Drehachse ϱ_1 bzw. ϱ_2, so wird. wenn ϱ in m eingesetzt wird

$$M_{mkg} = \frac{G_m}{g} \cdot \nu \cdot \frac{\varrho_2^3 - \varrho_1^3}{3}.$$

Findet gleichförmige Beschleunigung statt, für welche

$$\omega = k \cdot t,$$

$$\alpha = \frac{k}{2} \cdot t^2,$$

so ist für Beschleunigung von o auf ω bzw. o auf n die aufzuwendende Arbeit

$$L = \frac{J}{2} \cdot \omega^2 = 0{,}0055 J \cdot n^2,$$

für Beschleunigung von ω_1 auf ω_2 bzw. n_1 auf n_2 wird

$$L = \frac{J}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) = 0{,}0055 J (n_2^2 - n_1^2).$$

Bei Verzögerungen werden Arbeitsbeträge frei, welche sich in gleicher Weise berechnen.

Jedes Massenteilchen m (Fig. 30) eines rotierenden Körpers äußert eine Zentrifugalkraft

$$C = \frac{m \cdot v^2}{r} = m \cdot r \cdot \omega^2,$$

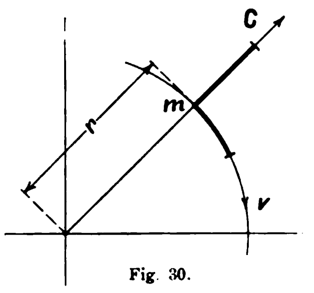


Fig. 30.

deren Richtung die Drehachse unter rechtem Winkel schneidet. Bei größeren Geschwindigkeiten sind diese Zentrifugalkräfte die Ursache hoher Materialbeanspruchungen und unter Umständen heftiger Vibrationen. Bezüglich der Festigkeit wird für Gußeisen bei undurchbrochenem Kranzquerschnitt 30 m mittlere Umfangsgeschwindigkeit meist als obere Grenze angesehen, Schmiedeisen und Stahl lassen Werte bis zu 150 m/Sek. zu.

Tabelle Nr. 2. Trägheitsmomente von Rotationskörpern.

(Bezogen auf die Drehungsachse z — z.)

	Masse M	Trägheitsmoment J
	Kreiszylinder $M = \frac{\gamma}{g} \cdot \pi r^2 \cdot h$	$J = M \cdot \frac{r^2}{2}$
	Hohlzylinder $M = \frac{\gamma}{g} \cdot \pi \cdot h (r_1^2 - r_2^2)$	$J = M \cdot \frac{r_1^2 + r_2^2}{2}$
	Kreiskegel $M = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi}{3} \cdot r^2 \cdot h$	$J = M \cdot \frac{3}{10} \cdot r^2$
	Paraboloid $M = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot r^2 \cdot h$	$J = M \cdot \frac{r^2}{3}$
	Kugel $M = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3$	$J = M \cdot \frac{2}{5} \cdot r^2$

Fig. 31—35.

Die den ev. auftretenden Vibrationen zugrunde liegenden Ursachen sind zweierlei Art:

1. Der Schwerpunkt des rotierenden Körpers hat einen Abstand a von der Drehachse. In diesem Fall tritt eine resultierende Zentrifugalkraft

$$C = M \cdot a \cdot \omega^2$$

als äußere Kraft auf, welche infolge ihres steten periodischen Richtungswechsels die Erschütterungen hervorruft.

2. Der Schwerpunkt liegt in der Drehachse, jedoch ist die Massenverteilung derart (Fig. 36), daß infolge der Zentrifugalwirkung zweier gegenüberliegender Hälften ein Kräftepaar entsteht, dessen Wirkung durch Erschütterungen nach außen hin bemerkbar wird.

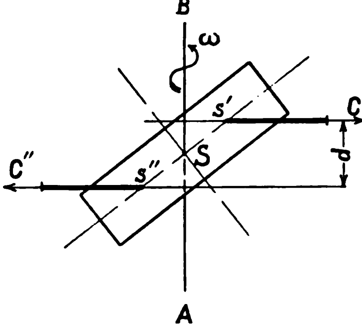


Fig. 36.

d) Vereinigung von drehender und geradliniger Bewegung.

(Vorgang des Katzens und Kranfahrens.)

Das ganze System besitzt die Geschwindigkeit der geradlinigen Bewegung und die rotierenden Teile außerdem noch eine Winkelgeschwindigkeit um ihre Achsen.

Sämtliche im Kranbau vorkommenden Fälle sind auf zwei typische Anordnungen zurückzuführen:

1. Einfacher Wagen; die bewegende Kraft greift am Wagengestell an (Fig. 37).

Bezeichnet

G_1 das Gewicht des Wagengestelles nebst Last,

G_2 das Gewicht eines Rades mit dazugehörigem entsprechenden Teile der Achse,

J_2 das Trägheitsmoment eines Rades,

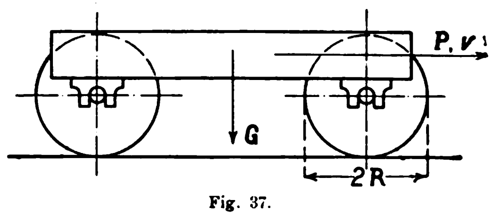


Fig. 37.

so wird die Beschleunigungskraft für die geradlinige Bewegung unter Voraussetzung einer Linearbeschleunigung k

$$P_1 = \left(\frac{G_1}{g} + 4 \cdot \frac{G_2}{g}\right) \cdot k$$

und das Beschleunigungsmoment für die rotierenden Massen bei Annahme einer Winkelbeschleunigung ν_2

$$P_2 \cdot R = 4 \cdot J_2 \cdot \nu_2.$$

Aus der Abhängigkeit des ν_2 von k ergibt sich dann die auf die Richtung von P_1 reduzierte gesamte Anzugskraft

$$\begin{aligned} P &= P_1 + P_2 \\ &= \left(\frac{G_1 + 4\,G_2}{g}\right) k + \frac{4 J_2}{R^2} \cdot k \\ &= k \cdot \text{Konst.} \end{aligned}$$

Die während des Anlaufes aufzuwendende Beschleunigungsarbeit errechnet sich zu

$$L_1 = \left(\frac{G_1 + 4\,G_2}{g}\right) \frac{v^2}{2} \quad \text{für die geradlinige Bewegung}$$

$$\begin{aligned} L_2 &= \frac{4 \cdot J_2}{2} \cdot \omega^2 \\ &= \frac{4 \cdot J_2}{2} \cdot \left(\frac{v}{R}\right)^2 \quad \text{für die rotierenden Teile} \end{aligned}$$

und

$$L = L_1 + L_2 = \frac{v^2}{2}\left[\frac{G_1 + 4\,G_2}{g} + \frac{4 J_2}{R^2}\right] = \frac{v^2}{2} \cdot \text{Konst.}$$

als gesamte Beschleunigungsarbeit. In den meisten Fällen ist $\frac{4 J_2}{R^2}$ gegen $\frac{G_1 + 4\,G_2}{g}$ zu vernachlässigen.

2. Wagen mit Zahnradantrieb. Die Anzugskraft erzeugt ein Moment um die Vorgelegeachse (Fig. 38).

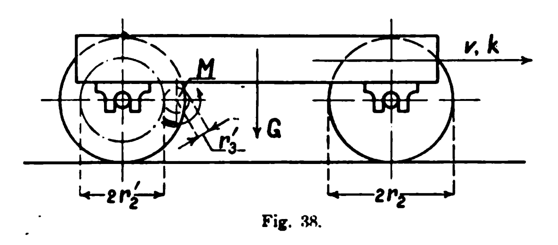


Fig. 38.

Bezeichnet
G_1 das Gewicht des Wagengestells nebst Last,
G_2 das Gewicht der rotierenden Massen der Laufradachsen,
G_3 das gleiche für die Vorgelegeachse (Motorachse),

so wird die Beschleunigungskraft des geradlinigen Anlaufes für den ganzen Wagen:

$$P_1 = \frac{G_1 + G_2 + G_3}{g} \cdot k.$$

Dieselbe bedingt ein Drehmoment der Vorgelegewelle

$$M_1 = \frac{G_1 + G_2 + G_3}{g} \cdot k \cdot r_2 \cdot \frac{r'_3}{r'_2}.$$

Die rotierenden Massen der Laufradachsen erfordern ein Beschleunigungsmoment für den Anlauf

$$M'_2 = J_2 \cdot \nu_2 = J_2 \cdot \frac{k}{r_2}.$$

Dies Moment reduziert auf die Motorachse ergibt

$$M_2 = J_2 \cdot \frac{k}{r_2} \cdot \frac{r'_3}{r'_2}.$$

Die Massen der Motorachse selbst bedingen ein Anlaufmoment

$$M_3 = J_3 \cdot \nu_3 = J_3 \cdot \frac{k}{r_2} \cdot \frac{r'_2}{r'_3}.$$

Das theoretische Gesamtmoment für den Anlauf des Wagens wird

$$M = M_1 + M_2 + M_3$$

$$= k \left[\frac{G_1 + G_2 + G_3}{g} r_2 \cdot \frac{r'_3}{r'_2} + J_2 \cdot \frac{1}{r_2} \cdot \frac{r'_3}{r'_2} + J_3 \cdot \frac{1}{r_2} \cdot \frac{r'_2}{r'_3} \right] =$$

$$= k \cdot A \; (A = \text{konst.}).$$

Die Beschleunigungsarbeit für den Anlauf setzt sich ähnlich zusammen

$$L_1 = \frac{G_1 + G_2 + G_3}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$$

$$L_2 = \frac{\omega_2^2}{2} \cdot J_2 = \left(\frac{v}{r_2}\right)^2 \cdot \frac{J_2}{2}$$

$$L_3 = \frac{\omega_3^2}{2} \cdot J_3 = \left(\frac{v}{r_2} \cdot \frac{r'_2}{r'_3}\right)^2 \cdot \frac{J_3}{2}.$$

Gesamte Anlaufarbeit

$$L = L_1 + L_2 + L_3 =$$

$$= \frac{v^2}{2} \left[\frac{G_1 + G_2 + G_3}{g} + J_2 \left(\frac{1}{r_2}\right)^2 + J_3 \left(\frac{1}{r_2} \cdot \frac{r'_2}{r'_3}\right)^2 \right]$$

$$= \frac{v^2}{2} \cdot B$$

$$\left(B = \text{konst.} = A \cdot \frac{1}{r_2} \cdot \frac{r'_2}{r'_3}\right).$$

§ 6. Wirkungsgrad. Bei jeder Arbeitsleistung treten Verluste auf, infolge deren das erreichte Resultat mehr oder weniger ungünstig beeinflußt wird. Zur Beurteilung dieser Verluste, V, bedient man sich des Wirkungsgrades, d. h. des Verhältnisses der erzielten Leistung L_e zur eingeleiteten Arbeit L_i:

$$\eta = \frac{L_e}{L_i} = \frac{L_i - V}{L_i}$$

meistens ausgedrückt in %.

Die für Krantriebwerke charakteristischen Verluste sind im wesentlichen dreierlei Art[1]): gleitende Reibung, rollende Reibung und Seilsteifigkeit.

a) Gleitende Reibung.

Dieselbe ist abhängig vom Normaldruck N der aufeinander gleitenden Flächen und der Beschaffenheit dieser Flächen selbst (Art und Bearbeitung des Materials und Art der Schmierung).

[1]) Über Verluste in hydraulischen und elektrischen Leitungen und Apparaten usw. siehe Abschnitt III: Eigenschaften der Arbeitsmittel.

$$R = N \cdot \mu$$ [1]

(μ = Reibungskoeffizient).

Unter Voraussetzung entsprechender Bearbeitung und Schmierung können für μ die in Tabelle Nr. 3 verzeichneten Werte als Mittelwerte angenommen werden.

b) Rollende Reibung.

Für den Kranbau kommen zwei Fälle in Betracht: Laufräder und Rollen- bzw. Kugellager. Für beide Fälle wird

$$P = Q \cdot \frac{f}{\frac{d}{2}}$$

Hierin bezeichnet Q das gesamte auf dem Laufrad bzw. der Rolle oder der Kugel ruhende Gewicht, P die Zugkraft, f den Hebelarm der rollenden Reibung. Derselbe ist, wie der Koeffizient der gleitenden Reibung, abhängig von dem verwandten Material und der Beschaffenheit der sich berührenden Flächen. Für die praktische Verwertbarkeit der Formel ist es Bedingung, daß die Räder bzw. Rollen oder Kugeln vollkommen rund und die Laufflächen in der Bewegungsrichtung vollständig glatt und eben sind. Dies vorausgesetzt, kann mittleren, im Kranbau vorkommenden Verhältnissen entsprechend allgemein

$$f = 0{,}5 \; mm$$

angenommen werden, wonach dann

$$P = \frac{Q}{d_{mm}}.$$

c) Seilsteifigkeit.

Der Lauf eines Seiles über eine Rolle bedingt Verluste, die, zum Teil von der Reibung der einzelnen Drähte, zum Teil von ihrer Deformation herrührend, verhältnismäßig komplizierter Natur sind, und deren Ursachen unter dem Ausdruck Seilsteifigkeit zusammengefaßt werden.

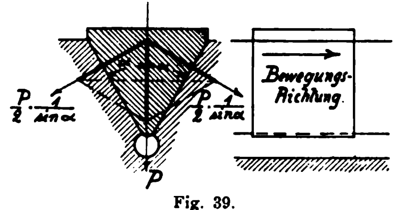


Fig. 39.

Durch das Vorhandensein dieser Widerstände wird die Zugkraft P im ablaufenden Seil stets größer als die Last Q im auflaufenden Seil

$$P = \alpha \cdot Q.$$

Man bezeichnet α als den Seilsteifigkeitskoeffizienten; derselbe ist abhängig von der Seilkonstruktion (s. § 92), der relativen Größe des Rollendurch-

[1] Bei gebrochenen, ebenen Flächen (Fig. 39) ist zu berücksichtigen, daß $N = \frac{P}{\sin\alpha}$, daher $R = N\mu = P \cdot \frac{\mu}{\sin\alpha} = P\mu_1$.

Vgl. Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes 1904, S. 349.

Tabelle Nr. 3. Reibungskoeffizienten verschiedener Materialien.

Material	Konstruktions-element	Arbeitszustand	Reibungs-koeffizient μ der Bewegung
Weicher Stahl oder Schmiede-eisen auf Bronze oder Gußeisen	Für Lager und Lagerstellen loser Räder, Rollen und Scheiben	langsamer Lauf, sparsame Schmierung	0,12—0,15
Weicher Stahl oder Schmiede-eisen auf Bronze oder Gußeisen		schneller Lauf, reichliche Schmierung	0,05—0,10
Weicher Stahl oder Schmiede-eisen auf Weißmetall		reichliche Schmierung	0,01—0,03
Gußeisen auf Bronze		reichliche Schmierung	0,1—0,15
Stahl, weich oder gehärtet, auf Bronze	Zahnflanken von Zahnrädern und Schnecken-trieben	nach längerer Betriebszeit, eingelaufen und bei entsprechender Schmierung	0,05
Gußeisen auf Gußeisen oder Bronze, Flächen bearbeitet			0,1—0,15
Gußeisen auf Gußeisen oder Bronze, Flächen unbearbeitet			0,3
Leder oder Holz auf Eisen	Brems-scheiben	trocken, gut eingelaufen	0,2—0,5
Gußeisen auf Stahl			0,25
Leder und Weichpackung auf Gußeisen oder Bronze	Stopfbüchsen hydraulischer Kolben	bei sachgemäßer Überwachung	0,05—0,2

Vorstehend angegebenen Werte gelten für den Bewegungszustand (Reibungkoeffizienten der Bewegung). Für den Reibungskoeffizienten der Ruhe kann jeweils das ca. anderthalbfache des betreffenden Tabellenwertes angenommen werden.

messers und dem Zustand des Seiles (ob gefettet oder trocken, ob glatt oder angerostet etc.), ist also im allgemeinen ein variabler Wert. Um bei Neukonstruktionen die richtigen Annahmen für α machen zu können, empfiehlt es sich, von vornherein bei der Disponierung des Hubwerkes eines Kranes Bestimmung über Konstruktion des zu verwendenden Seiles, Durchmesser der Scheiben etc. zu treffen (s. § 92). Werden dabei die in § 94 gegebenen Vorschriften befolgt, so wird α den Wert 1,05 pro Rolle nicht überschreiten, womit dann

$$P \leqq 1{,}05 \cdot Q,$$

$$\frac{Q}{P} \geqq 0{,}95$$

für eine Rolle. (Aus praktischen Gründen schließt der angegebene Wert von α die Zapfenreibung ein).

Ergeben sich aus einem Entwurf mit Rücksicht auf § 94 besonders abweichende, ungünstige Verhältnisse, so ist für α ein entsprechend höherer Wert zu setzen;

$$\alpha = 1{,}06 - 1{,}07$$

sind als größte in der Praxis vorkommende Werte anzusehen, meistens findet sich $\alpha = 1{,}02 - 1{,}04$.

Unter Berücksichtigung der vorstehend über Reibung und Seilsteifigkeit gegebenen Koeffizienten ergeben sich für die im Kranbau üblichen Übersetzungsmittel die in Tab. 4 zusammengestellten Werte des mechanischen Wirkungsgrades.

§ 7. Bremswirkung: Für Krane kommen in Frage:

Bremsung durch Reibung (Band-, Backen- und Lamellenbremsen),
Hydraulische Bremsung,
Elektrische Bremsung durch Kurzschlußschaltung oder Gegenstrom.

a) Bandbremsen.

Unter Berücksichtigung der Umdrehungsrichtung ist allgemein (Fig. 47—49)

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu\alpha}$$

(e = Basis der natürlichen Logarithmen = 2,71828).

Abgebremste Umfangskraft

$$R = T_2 - T_1 = T_1\,(e^{\mu\alpha} - 1),$$

$$\frac{T_2}{R} = \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Der Reibungskoeffizient der Bremsflächen μ ist stark veränderlich, derselbe schwankt zwischen $\mu = 0{,}1 - 0{,}6$; es empfiehlt sich daher, bei Entwurf von Bremsen eine Rechnung auf Wirkung mit kleinem Wert von μ und eine Rechnung auf Festigkeit mit größerem Wert von μ vorzunehmen. Tab. Nr. 5 enthält eine Zusammenstellung der Werte von $e^{\mu\alpha}$ für verschiedene

Tabelle Nr. 4. Mechanischer Wirkungsgrad.

Übersetzungsmittel	Übersetzungs-verhältnis	Wirkungsgrad
Stirn- und Kegelräder Fig. 40.	theor.: $M_2 = M_1 \cdot \frac{r_2}{r_1}$ prakt.: $M_2 = \eta \cdot M_1 \cdot \frac{r_2}{r_1}$	Für die im Kranbau üblichen Übersetzungen 1:2 bis 1:7 ist zu setzen: für bearbeitete Räder $\eta = 0{,}95 - 0{,}98$ für unbearbeit. Räder $\eta = 0{,}9 - 0{,}95$. Die angegeben. Werte schließen Verlust dch. Lagerreibung ein.
Bewegungs-Schrauben Fig. 41. Fig. 42. $D_m = \frac{D+d}{2}$	a) **Rechteckiges oder Trapezgewinde nach Fig. 42** (die ⊥ zur Achse stehende Schraubenfläche liegt an) theor.: $Q = \frac{2\,M}{D_m} \cdot \frac{1}{tg\,\alpha}$ praktisch: $Q = \frac{2\,M}{D_m} \cdot \frac{1}{tg\,(\alpha + \varrho)} \cdot \eta_z$ $\eta_s = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho)} =$ Wirkgsgr. d. Schraube $\eta_z =$ Wirkungsgr. der Spindellagerung $tg\,\varrho = \mu =$ Reibungskoeffizient $\varrho =$ Reibungswinkel $\alpha =$ Steigungswinkel b) **Spitzes oder Trapezgewinde nach Fig. 43** theor.: $Q = \frac{2\,M}{D_m} \cdot \frac{1}{tg\,\alpha}$ prakt.: $Q = \frac{2\,M}{D_m} \cdot \frac{1}{(tg\,\alpha + \varrho')} \cdot \eta_z$	Für $\mu = 0{,}12 - 0{,}15$ (s. Tab. Nr. 3) wird $\varrho = 7^0 - 9^0$ Einem Wert von $\beta =$ ca. 60^0 entspricht ein $\mu' = \frac{\mu}{\sin 60^0} = 0{,}14 - 0{,}18$ $\varrho' = 8^0 - 10^0$ Bedingung der Selbsthemmung: $\alpha < \varrho$ bzw. ϱ' Soll sichere Selbstsperrung ohne Zuhilfenahme besonderer Bremsmittel erreicht werden, so ist weit unter obigen Werten zu bleiben, etwa $\alpha \leqq 4^0$ Unter Annahme mittlerer Werte für α (4^0 für eingängige, 8^0 für zweigängige Schraub.) schwankt η_s von 30% für eingängige bis 50% f. zweigäng. Schrauben.

Tabelle Nr. 4. Mechanischer Wirkungsgrad. (Fortsetzung.)

<table>
<tr><th>Übersetzungsmittel</th><th>Übersetzungsverhältnis</th><th>Wirkungsgrad</th></tr>
<tr>
<td>Fig. 43.</td>
<td>$\eta_s = \frac{tg\,\alpha}{(tg\,\alpha + \varrho')} =$ Wirkgsgr. d. Schraube

$\eta_z =$ Wirkungsgrad d. Spindellagerung

$tg\,\varrho' = \mu' = \frac{\mu}{\sin\beta}$

(Abgerundetes Gewinde ist wie Trapezgewinde mit entsprechend. Wert von β zu behandeln.)</td>
<td>η_z für Spur- und Kammlager 0,85 — 0,9

für Kugellager 0,95 — 0,98

Hiernach wird

$\eta = \eta_s \cdot \eta_z$ = 25 % für eingängige Schrauben mit Spur- oder Kammlager bis 50 % für zweigängige Schrauben mit Kugellagerung.</td>
</tr>
<tr>
<td>Schraube und Schneckenrad

Fig. 44.</td>
<td>s = Steigung der Schraube
t = Teilung des Rades
z = Zahnzahl d. Rades
i = Übersetzung.

<table>
<tr><td>für s =</td><td>t</td><td>$2t$</td><td>$3t$</td></tr>
<tr><td>wird i =</td><td>$\frac{1}{z}$</td><td>$\frac{2}{z}$</td><td>$\frac{3}{z}$</td></tr>
</table>

theoret.: $M_r = M_s \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{tg\,\alpha}$

praktisch: $M_r = M_s \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{tg\,(\alpha+\varrho')} \cdot \eta_z \cdot \eta_z'$

$tg\,\varrho'$ liegt zwisch. $\frac{\mu}{\sin\beta}$
und $\frac{\mu}{\sin\beta + \mu\cos\beta}$

η_s = Wirkungsgrad d. Zahneingriffs.
η_z = Wirkungsgrad d. Schneckenlagerg.
η_z' = Wirkungsgrad d. Radlagerung.</td>
<td>Unt. Berücksichtigung d. in §125 gegebenen Konstruktionsvorschriften wird für:
1. Langsamlaufende, roh gearbeitete Schneckentriebe m. einfach. Spur- oder Kammlagern:
<table>
<tr><td>für s =</td><td>t</td><td>$2t$</td></tr>
<tr><td>η_s =</td><td>29 %</td><td>44 %</td></tr>
<tr><td>$\eta_z \cdot \eta_z'$ =</td><td>0,85</td><td>0,85</td></tr>
<tr><td>$\eta = \eta_s \cdot \eta_z \cdot \eta_z'$ =</td><td>0,25</td><td>0,375</td></tr>
</table>

2. Schnellaufende, sauber gearbeitete Schneckentriebe mit Ölbad und Kugellagern:
<table>
<tr><td>für s =</td><td>t</td><td>$2t$</td><td>$3t$</td></tr>
<tr><td>η_s =</td><td>0,74</td><td>0,79</td><td>0,84</td></tr>
<tr><td>$\eta_z \cdot \eta_z'$ =</td><td>0,95</td><td>0,95</td><td>0,95</td></tr>
<tr><td>$\eta = \eta_s \cdot \eta_z \cdot \eta_z'$ =</td><td>0,70</td><td>0,75</td><td>0,8</td></tr>
</table>

Die vorstehend angegebenen Werte von η stellen Mittelwerte dar und gelten für eingelaufene Getriebe.</td>
</tr>
</table>

Tabelle Nr. 4. Mechanischer Wirkungsgrad. (Fortsetzung.)

<table>
<tr><th>Übersetzungsmittel</th><th>Übersetzungs-verhältnis</th><th>Wirkungsgrad</th></tr>
<tr>
<td>

Seil- und Kettenrollenzüge

Seil ⌀ = d, Drahtstärke = δ

Fig. 45.

n = Anzahl Rollen in der losen Flasche

n_1 = Anzahl sämtlicher Rollen bis zum Angriff von P, Trommel als Rolle gerechnet.

</td>
<td>

1. Übersetzung ins Langsame.

a) Ende des Huborgans an der festen Flasche befestigt:

theor.: $Q = 2 \cdot n \cdot P$

prakt.: $Q = 2 \cdot n \cdot P \cdot \eta^{n_1}$

b) Ende des Huborgans an der losen Flasche befestigt:

theor.: $Q = (2n + 1) \cdot P$

prakt.: $Q = (2n + 1) \cdot P \cdot \eta^{n_1}$

Besondere Vorsicht in der Anwendung vorstehender Gleichungen ist bei sog. Zwillingsanordnungen der Seilführung (Fig. 120 b, c) geboten.

2. Übersetzung ins Schnelle.

a) Ende des Huborgans an der festen Flasche befestigt:

theor.: $Q = \frac{P}{2n}$

prakt.: $Q = \frac{P}{2 \cdot n} \cdot \eta^{n_1}$

b) Ende des Huborgans an der losen Flasche befestigt:

theor.: $Q = \frac{P}{2n + 1}$

prakt.: $Q = \frac{P}{2n + 1} \cdot \eta^{n_1}$

</td>
<td>

Für Drahtseile wird unter der Annahme, daß

$\frac{d}{D} \leqq \frac{1}{6}, \; D \geqq 500\,\delta,$

daß das Seil nicht zu fest geschlagen ist und im Betrieb gut geschmiert gehalten wird,

$\eta = 0{,}95 - 0{,}98.$

Das gleiche η findet sich für kalibrierte Gliederketten (geschmiert) und sorgfältig gearbeitete Gallsche Ketten, die nicht zu stramm in den Gelenken gehen.

Hiernach wird für

<table>
<tr><td>$n_1 =$</td><td></td><td>2</td><td>4</td><td>6</td></tr>
<tr><td>η^{n_1}</td><td>von</td><td>0,90</td><td>0,81</td><td>0,73</td></tr>
<tr><td></td><td>bis</td><td>0,95</td><td>0,92</td><td>0,89</td></tr>
<tr><td>$n_1 =$</td><td></td><td>8</td><td>10</td><td>12</td></tr>
<tr><td>η^{n_1}</td><td>von</td><td>0,66</td><td>0,60</td><td>0,54</td></tr>
<tr><td></td><td>bis</td><td>0,85</td><td>0,81</td><td>0,77</td></tr>
</table>

</td>
</tr>
<tr>
<td>

Hydraulische Plunger

</td>
<td>

theor.: $Q = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_i$

prakt.: $Q = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_i \cdot \eta$

D = Plungerdurchmesser

p_i = indizierter Druck.

</td>
<td>

η für Baumwollzopf 0,85 bis 0,98

für Hanf- u. geflochtene Asbest- etc.- Packungen 0,7 bis 0,85

für Leder- und Guttapercha- etc.- Manschetten oder Stulpen 0,6 bis 0,75.

Die Werte gelten nur bei glatten Kolbenflächen, einwandfreien Kolbenführungen und sachgemäßer Einlage und Unterhaltung des Packungsmaterials.

</td>
</tr>
</table>

Tabelle Nr. 5. Werte von $e^{\mu\alpha}$.

	Werte von $e^{\mu\alpha}$ für $\alpha =$											
	$0,5\,\pi$	π	$1,5\,\pi$	$2\,\pi$	$2,5\,\pi$	$3\,\pi$	$3,5\,\pi$	$4\,\pi$	$6\,\pi$	$8\,\pi$	$10\,\pi$	$12\,\pi$
$\mu = 0,1$	1,17	1,37	1,60	1,87	2,19	2,57	3,00	3,51	6,59	12,35	23,14	43,38
0,2	1,37	1,87	2,57	3,51	4,81	6,59	9,02	12,35	43,38	152,41	535,49	1 881,5
0,3	1,60	2,57	4,11	6,59	10,55	16,90	27,08	43,38	285,68	1 881,5	12 391,7	18 612
0,4	1,87	3,51	6,59	12,35	23,14	43,38	81,31	152,41	1 881,5	23 228	286 754	3 540 000
0,5	2,19	4,81	10,55	23,14	50,76	111,32	244,15	535,49	12 391,7	286 754	6 636 000	153 564 000



Umschlingungsbögen des Bremsbandes und verschiedene Reibungskoeffizienten. Die Tabellenwerte sind in Fig. 46 graphisch aufgetragen, um das rasche Anwachsen für größere umspannte Bögen zu zeigen.[1])

Aus dem verschiedenartigen Anschluß des Bremsbandes an den Bremshebel ergeben sich drei charakteristische Anordnungen der Bandbremse (Fig. 47—49). Für die Beurteilung dieser sind wesentlich:

Die erforderliche Bremskraft G,

Die Bremswirkung (Abgebremste Umfangskraft $= R$) für beide Drehrichtungen und

Der zum Schluß der Bremse erforderliche Weg s des Bremsgewichtes bei gegebener Verkürzung σ des Bremsbandes.

Anordnung a (Fig. 47): Die Momente beider Bremsbandspannungen wirken dem Moment des Bremsgewichtes entgegen:

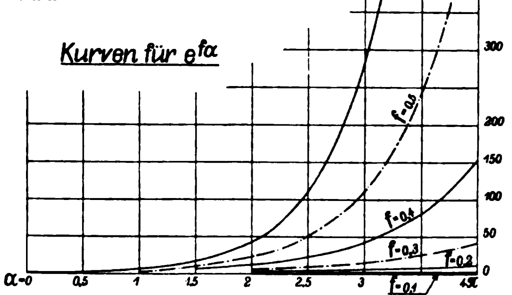
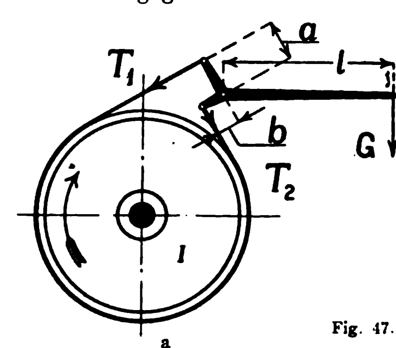


Fig. 46.



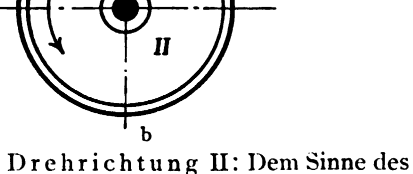


Fig. 47.

a | b

Drehrichtung I: Im Sinne des Bremshebelmomentes

$$G \cdot l = T_1 \cdot a + T_2 \cdot b$$
$$= T_1 (a + b \cdot e^{\mu\alpha})$$
$$R_I = T_2 - T_1$$
$$= G \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a + b \cdot e^{\mu\alpha}}$$
$$s = \frac{\sigma}{a + b} \cdot l$$

Drehrichtung II: Dem Sinne des Bremshebelmomentes entgegen

$$G \cdot l = T_2 \cdot a + T_1 \cdot b$$
$$= T_1 (b + a \cdot e^{\mu\alpha})$$
$$R_{II} = T_2 - T_1$$
$$= G \cdot l \cdot \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{b + a \cdot e^{\mu\alpha}}$$
$$\frac{R_I}{R_{II}} = \frac{a \cdot e^{\mu\alpha} + b}{a + b \cdot e^{\mu\alpha}}$$

d. h. die Bremswirkung ist für beide Drehungsrichtungen verschieden.

[1]) In Fig. 46 ist statt f μ zu lesen.

Für $a = b$ wird $R_I = R_{II}$, die Wirkung der Bremse ist in diesem Fall für beide Drehrichtungen die gleiche.

Die Bremswirkung wird am günstigsten für

$b = 0$	$a = 0$

und am ungünstigsten für

$a = 0$	$b = 0$

Diese Hebelanordnung entspricht der Anordnung b (Fig. 48): Das Moment einer Bremsbandspannung wird gleich Null:

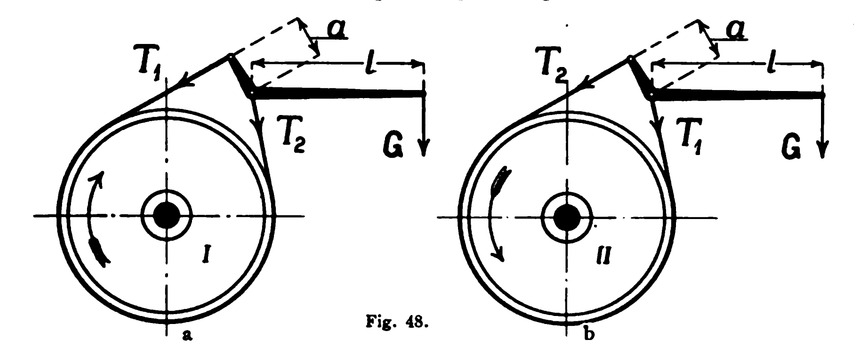


Fig. 48.

Drehrichtung I: Im Sinne des Bremshebelmomentes:

$$G \cdot l = T_1 \cdot a$$

$$R_I = G_I \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a}$$

Drehrichtung II: Dem Sinne des Bremshebelmomentes entgegen:

$$G \cdot l = T_2 \cdot a = T_1 \cdot a \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$R_{II} = G_{II} \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a \cdot e^{\mu\alpha}}$$

Die Bremswirkung ist für beide Drehrichtungen verschieden:

$$\frac{R_I}{R_{II}} = e^{\mu\alpha}$$

$$s = \frac{\sigma}{a} \cdot l$$

Anordnung c (Fig. 49): Die Momente beider Bremsbandspannungen haben verschiedenen Drehsinn, unterstützen also z. T. das Moment des Bremsgewichtes (Differentialbremse):

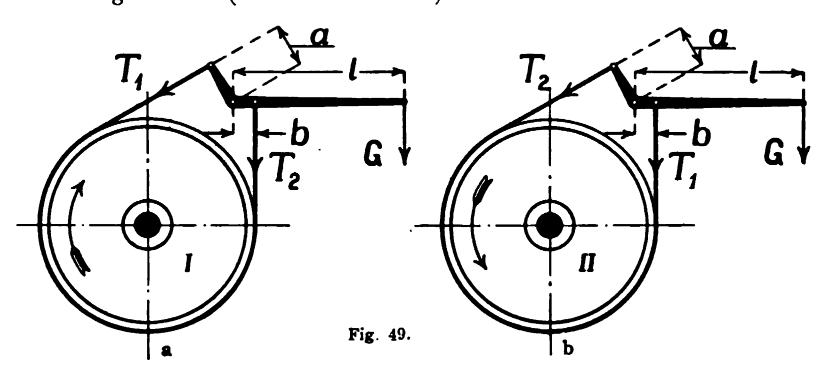


Fig. 49.

$$Gl = T_1 \cdot a - T_2 \cdot b = T_1 (a - b \cdot e^{\mu\alpha})$$

$$R_I = G \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a - b \cdot e^{\mu\alpha}}$$

$$G \cdot l = T_2 \cdot a - T_1 \cdot b = T_1 (a \cdot e^{\mu\alpha} - b)$$

$$R_{II} = G \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a \cdot e^{\mu\alpha} - b}$$

$$s = \frac{\sigma}{a - b} \cdot l$$

Damit die Bremse unter dem Einfluß von G anzieht, muß

$$b < a$$

sein. Die Bremswirkung ist für beide Drehrichtungen verschieden

$$\frac{R_I}{R_{II}} = \frac{a \cdot e^{\mu\alpha} - b}{a - b \cdot e^{\mu\alpha}}$$

Durch die Bedingung $b < a$ wird hiernach die Bremswirkung für Drehrichtung I die günstigste.

Spezialfall: $a = b \cdot e^{\mu\alpha}$.

Für diesen Fall wird R_I unabhängig von G unendlich groß, d. h. die Bremse zieht sich selbsttätig bei Drehrichtung I fest. Praktisch ist jedoch $e^{\mu\alpha}$ nie ein konstanter Wert, da während des Anziehens der Bremse sich sowohl α als auch μ ändert. Es ist daher, um einerseits sicheres Eingreifen der Bremse zu bewirken, stets

$$G > 0$$

anzunehmen, und anderseits, um ein Festklemmen sicher zu verhüten,

$$a > b \cdot e^{\mu\alpha}$$

zu wählen (etwa $a = 4b - 5b$ unter Voraussetzung eines umschlungenen Bogens $\alpha = 1{,}5\,\pi$).

Vergleich der Anordnungen a, b und c bezüglich der zum Heben des Bremsgewichtes bei Lösung der Bremse erforderlichen Arbeit:

Es ist, günstigste Drehrichtung vorausgesetzt, für Anordnung

a) $R = G \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a + b \cdot e^{\mu\alpha}}$; $s = \frac{\sigma}{a + b} \cdot l$

b) $R = G \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a}$; $s = \frac{\sigma}{a} \cdot l$

c) $R = G \cdot l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a - b \cdot e^{\mu\alpha}}$; $s = \frac{\sigma}{a - b} \cdot l$

Bei gleicher Bremswirkung R in allen drei Fällen wird hieraus für

a) $G \cdot s = \frac{R \cdot \sigma}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{a + b \cdot e^{\mu\alpha}}{a + b}$

b) $G \cdot s = \frac{R \cdot \sigma}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot 1$

c) $G \cdot s = \frac{R \cdot \sigma}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{a - b \cdot e^{\mu\alpha}}{a - b}$

Da $b \cdot e^{\mu\alpha} > b$, wird Anordnung a die größte und c die kleinste Hubarbeit erfordern.

b) Backen-, Scheiben- und Lamellenbremsen.

Für Backenbremsen (Fig. 50) ist allgemein

$$G \cdot l \pm R \cdot a = N \cdot b$$

Da $$R = N \cdot \mu, \text{ d. h. } N = \frac{R}{\mu},$$

wird $$G \cdot l = R \cdot b \left(\frac{1}{\mu} \mp \frac{a}{b} \right).$$

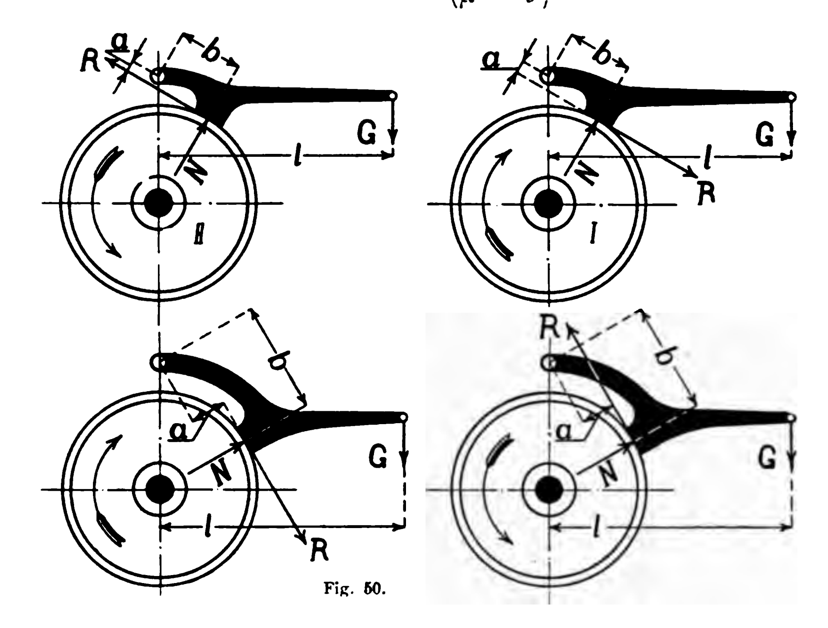


Fig. 50.

Das obere Vorzeichen gilt, wenn in bezug auf den Hebeldrehpunkt das Moment von R mit dem Moment von G gleichen Drehsinn hat, das untere

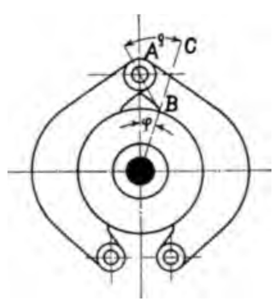
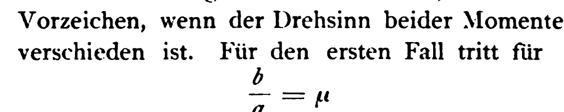


Fig. 51.



Vorzeichen, wenn der Drehsinn beider Momente verschieden ist. Für den ersten Fall tritt für

$$\frac{b}{a} = \mu$$

Selbstsperrung ein, weshalb für praktische Ausführungen stets

$$\frac{b}{a} > \mu$$

zu wählen ist, bei keilförmigen Bremsflächen tritt hierbei an Stelle von μ $\mu' = \frac{\mu}{\sin \beta}$ (β = halber Keilwinkel).

Es empfiehlt sich, die Backenbremsen stets so anzuordnen, daß sie die Bremsscheibe doppelseitig umschließen, und die Bremsflächen einander diametral gegenüberliegen (Fig. 51). Zur Sicherung ruhigen Ganges sind die

Umfangsbögen, für welche nach beiden Drehrichtungen bei ungünstiger Abnützung Neigung zur Selbstsperrung eintreten könnte, auszusparen. Der Zentriwinkel φ für die Aussparung ist durch die Annahme des Punktes B bestimmt, derart, daß

$$\sphericalangle ABC > \varrho$$
$$(\text{tg}\, \varrho = \mu \text{ bzw. } \mu').$$

Bei der Scheibenbremse erfolgt die Bremsung durch eine feststehende Scheibe, welche in axialer Richtung gegen die umlaufende Bremsscheibe gepreßt wird. Durch Vereinigung mehrerer derartiger Scheibensysteme entsteht die Lamellenbremse (Fig. 52).

Ist n die Anzahl der reibenden Ringflächen (in Fig. 52 also 6), so wird die abgebremste Umfangskraft im mittleren Radius der reibenden Flächen gemessen

$$R = n \cdot P \cdot \mu.$$

Für Scheibenbremsen wird $n = 1$ bzw. 2.

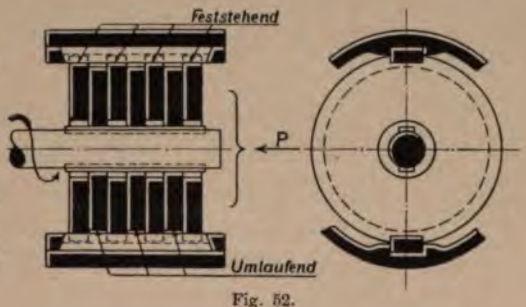


Fig. 52.

Die Lamellenbremsen werden in Verbindung mit Sperrwerken als sog. Senksperrbremsen verwandt und haben in diesem Falle bei größeren Senkhöhen erhebliche Arbeitsbeträge zu vernichten[1]). Es tritt daher bei angestrengtem Betrieb sehr leicht starke Erwärmung derartiger Bremsen ein. Bei Entwurf ist mit spezifischen Flächendrucken nicht über 6 bis 7 kg/qcm zu rechnen; für reichliche, kontinuierliche Schmierung und schnelle Ableitung der Wärme von den reibenden Flächen ist zu sorgen.

c) Hydraulische Bremsung.

Das Wesen der hydraulischen Bremsung besteht in der Zerstörung der Bewegungsenergie durch starke, allmählich bis zum vollständigen Abschluß anwachsende Drosselung der Arbeitsflüssigkeit mittels des Abschlußorgans des Zylinders. Näheres s. § 69 u. 70.

d) Elektrische Bremsung.

Über dieselbe vgl. § 84, 86.

---

[1]) Für $G = 6000$ kg, $h = 10$ m wird bei ca. 70% Wirkungsgrad des Windwerks der durch die Bremse zu vernichtende Arbeitsbetrag 42000 mkg, das sind ca. 100 Kalorien.

3. Elastizität und Festigkeit.

§ 8. Zug-, Druck- und Schubbeanspruchung. Die Berechnung von Querschnitten erfolgt allgemein nach der Beziehung:

$$F \geqq P \cdot k.$$

Die entsprechenden Werte von k sind der Tab. 6 zu entnehmen.

Ueber die Verteilung der Schubbeanspruchung in genieteten Profilen s. § 125, 126.

§ 9. Biegungsbeanspruchung.

Bezeichnungen:

M_b = Das durch die Belastung bedingte Biegungsmoment in dem zu untersuchenden Querschnitte in cmkg; die Biegungsebene steht zum Querschnitte selbst senkrecht.

Θ = Trägheitsmoment des Querschnittes in cm^4, bezogen auf die zur Biegungsebene senkrecht stehende Schwerpunktsachse des Querschnittes.

e = Entfernung der am stärksten auf Druck oder Zug beanspruchten Faser des Querschnittes von dieser Achse.

$W = \frac{\Theta}{e}$ = Widerstandsmoment des Querschnittes in cm^3, bezogen auf die gleiche Achse.

Allgemeine Biegungsformel:

$$M_b \leqq \frac{\Theta}{e} \cdot k_b$$

$$\leqq W \cdot k_b.$$

Die Werte von k_b für verschiedene Belastungszustände und Materialien sind der Tab. 6 zu entnehmen. Für die gebräuchlichsten Querschnitte sind die Werte von Θ und W in Tab. 8 zusammengestellt Bezüglich der Belastungsmomente M_b vgl. Tab. 9.

Tabelle Nr. 6. Zulässige Anstrengung verschiedener Materialien.[1])

Material	Zug k_z			Druck k		Biegung k_b			Schub k_s			Drehung k_d		
	a	b	c	a	b	a	b	c	a	b	c	a	b	c
Schweiß-eisen	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120
Flußeisen	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400	900 bis 1200	600 bis 800	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400	720 bis 960	480 bis 640	240 bis 320	600 bis 840	400 bis 560	200 bis 280
Flußstahl	1200 bis 1500	800 bis 1000	400 bis 500	1200 bis 1500	800 bis 1000	1200 bis 1500	800 bis 1000	400 bis 500	960 bis 1200	640 bis 800	320 bis 400	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400
Federstahl, ungehärtet	—	—	—	—	—	—	3600	—	—	—	—	—	—	—
Federstahl, gehärtet	—	—	—	—	—	—	4300	—	—	—	—	—	—	—
Gußeisen	300	200	100	900	600	400	250	125	300	200	100	300	200	100
Stahlguß	600 bis 900	400 bis 600	200 bis 300	900 bis 1200	600 bis 900	750 bis 1050	500 bis 700	250 bis 350	480 bis 840	320 bis 560	160 bis 280	480 bis 840	320 bis 560	160 bis 280
Ia Bronze	450 bis 750	300 bis 500	150 bis 250	600 bis 1000	450 bis 750	450 bis 750	300 bis 500	150 bis 250	300 bis 500	200 bis 350	100 bis 200	300 bis 500	200 bis 350	100 bis 200

Bemerkungen:

Die Zahlen unter a sind für ruhende Belastung zu wählen, unter b für periodische Schwankungen von Null nach einer Richtung hin, und unter c für periodische Schwankungen von Null nach beiden Richtungen hin.

Die Konstruktionselemente von Kranen, welche den höchsten vorkommenden Belastungen entsprechend berechnet werden, haben diese Belastungen im späteren Betriebe vielfach nur ausnahmsweise auszuhalten, in anderen Fällen wieder (besonders bei Anordnung von Gegengewichten) sind sie ständig mit diesen hohen Werten beansprucht. Diesem Umstande ist bei der Wahl der zulässigen Beanspruchungen in jedem Fall Rechnung zu tragen, so daß die unter a, b und c angeführten Werte der zulässigen Beanspruchungen nicht unter allen Umständen strikte eingehalten werden.

[1]) Vgl. Maschinen-Elemente v. Bach, 8. Auflage, Bd. I, S. 41.

Tabelle Nr. 7. Festigkeit und Dehnung verschiedener Materialien.

Material	Bruchfestigkeit kg/qcm [1])	Elastizitäts-grenze	Elastizitäts-Modul [2])	Dehnung auf 200 mm Länge % [3])
Gewöhnliches graues Gußeisen	1200—1400 Zug 7000—7500 Druck	nicht scharf ausgeprägt	Mit der Belastung stark variabel; bei Berechnungen zu setzen im Mittel 750 000 für gew. G.-E., 1 000 000 für Zyl.-Guß	stark wechselnd
Sehr gutes, festes Gußeisen (Zylinderguß)	1600—2100 Zug 7500—8000 Druck			
Stahlguß (Siemens-Martin)	4000—5000	2000—3000	2 150 000 Zug und Druck 850 000 Schub	18—20
Bester Rotguß, Bronze für Ventile etc.	2000—3000	—	900 000	mindestens 10, bis 20
Messing, gewalzt	1500	—	1 100 000	—
Gutes Schweißeisen, kleine Schmiedestücke	3400—3800	2000—2500	2 000 000 Z. u. Dr. 750 000 Schub	14—18
Siemens-Martin-Flußeisen, je nach Kohlenstoffgehalt, geschmiedet	3800—4200	2000—3000	2 150 000 Z. u. Dr. 850 000 Schub	20—25
Siemens-Martin-Stahl, geschmiedet	4500—5500	2500—3500	2 200 000 Z. u. Dr. 750 000 Schub	20—25
Tiegelstahl, beste Qualität, geschmiedet	4500—5500	2500—3500	2 200 000 Z. u. Dr. 850 000 Schub	20—25
Nickelstahl, geschmiedet	5500—6500	3800	2 200 000 Z. u. Dr. 850 000 Schub	20

[1]) Die Schubfestigkeit ist ca. 0,8 der Zugfestigkeit.

[2]) $\text{Elastizitätsmodul} = \frac{1}{\text{Dehnungskoeffizient}}$.

[3]) Die Dehnungsziffer gibt an, um wie viele Prozent der ursprünglichen Länge ein Probestab von 200 mm sich beim Zerreißen verlängert.

Tabelle Nr. 7. Festigkeit und Dehnung verschiedener Materialien. (Fortsetzung.)

Material	Bruchfestigkeit kg/qcm [1])	Elastizitäts-grenze	Elastizitäts-Modul [2])	Dehnung auf 200 mm Länge % [3])
Werkzeugstahl, ungehärtet	7500—9000	4000 u. höher	2 200 000 Zug	—
Bleche aus Flußeisen (weichem Stahl)	3800—4200	2500	2 150 000 Zug	20—25
Bester Tiegelgußstahldraht für Ia. Stahlseile	15 000—18 000	—	2 150 000 Zug —	—
Deltametall, geschmiedet	3400—3700	1800	1 000 000 Zug	—
Kupferblech	2000—2300	1400	1 100 000 Zug	38
Kupferdraht	bis 2800	—	1 300 000 Zug —	—
Kiefer und Fichte, ‖ Faser	750 Zug 250 Druck	—	—	—
Esche, ‖ Faser	1000 Zug 400 Druck	—	—	—
Buche, ‖ Faser	1200 Zug 400 Druck	—	—	—
Eiche, ‖ Faser	1100 Zug 400 Druck	—	—	—
Granit und ähnliche Gesteine	1000—2000 Druck	—	—	—
Sandstein, Kalkstein etc.	500—1500 Druck	—	—	—
Ziegel	100—250 Druck	—	—	—
Beton	100—300 Druck	—	—	—

[1]) Die Schubfestigkeit ist ca. 0,8 der Zugfestigkeit.

[2]) Elastizitätsmodul $= \frac{1}{\text{Dehnungskoeffizient}}$.

[3]) Die Dehnungsziffer gibt an, um wie viele Prozent der ursprünglichen Länge ein Probestab von 200 mm sich beim Zerreißen verlängert.

Tabelle Nr. 9. Biegungsmomente.

Angriffsweise der Last, Verlauf der Momentenkurve	Auflagedrücke (A, B), Biegungsmomente (M_b) und Durchbiegung (f)
	$A = P$ $M = P \cdot x$ $M_{max} = P \cdot l$ Gefährlicher Querschnitt bei A. $f = \frac{\alpha}{\Theta} \cdot \frac{P}{3} \cdot l^3 = \frac{P \cdot l^3}{3 E \cdot \Theta}$
	$A = P \cdot \frac{b}{l}$; $B = P \cdot \frac{a}{l}$ $M = A \cdot x = P \cdot \frac{b}{l} \cdot x$ $M_{max} = P \cdot \frac{a \cdot b}{l}$ Gefährlicher Querschnitt direkt über der Last P. Für $a = b = \frac{l}{2}$ wird $M_{max} = P \cdot \frac{l}{4}$ f (unter der Last) $= \frac{\alpha}{\Theta} \cdot \frac{P}{3} \cdot \frac{a^2 b^2}{l} = \frac{P \cdot a^2 b^2}{3 E \cdot \Theta \cdot l}$
	$A = \frac{P_1 (l_2 + l_3) + P_2 \cdot l_3}{l}$ $B = \frac{P_2 (l_1 + l_2) + P_1 l_1}{l}$ $M_1 = A \cdot l_1$; $M_2 = B \cdot l_3$ $M = A \cdot x - P_1 (x - l_1)$ Gefährlicher Querschnitt über P_1 oder P_2, je nachdem $A \cdot l_1$ oder $B \cdot l_3$ größer ist.
Momentencurve: Parabel mit Scheitel in B Fig. 64—67.	$A = q \cdot l = Q$ $M = \frac{q \cdot x^2}{2}$ $M_{max} = \frac{q \cdot l^2}{2} = Q \cdot \frac{l}{2}$ q = Belastung der gleichmäßig verteilten Last pro Längeneinheit. Gefährlicher Querschnitt bei A. $f = \frac{\alpha}{\Theta} \cdot \frac{Q}{8} \cdot l^3 = \frac{Q}{8} \cdot \frac{l^3}{E \Theta}$

Tabelle Nr. 9. Biegungsmomente. (Fortsetzung.)

Angriffsweise der Last Verlauf der Momentenkurve	Auflagedrucke (A, B), Biegungsmomente (M_b) und Durchbiegung (f)
	$A = P + Q = P + q \cdot l$ $M = m_1 + m_2 = P \cdot x + \frac{q \cdot x^2}{2}$ $M_{max} = M_1 + M_2 = P\,l + \frac{Q \cdot l}{2}$ Gefährlicher Querschnitt bei A. $f = \frac{\alpha}{\Theta}\left(\frac{P}{3} + \frac{Q}{8}\right) l^3 = \frac{l^3}{E \cdot \Theta}\left(\frac{P}{3} + \frac{Q}{8}\right)$
Momentencurve: Parabel mit Scheitel in C	$A = B = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{Q}{2}$ $M = q \cdot \frac{x}{2}(l - x)$ $M_{max} = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{Q \cdot l}{8}$ Gefährlicher Querschnitt in der Mitte. $f = \frac{5}{384} \cdot \frac{\alpha}{\Theta} \cdot Q \cdot l^3 = \frac{5}{384} \cdot \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot \Theta}$
	$A = B = \frac{P}{2}$ $M = \frac{P \cdot l}{2}\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{4}\right)$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{8}$ in A, B und C. Gefährliche Querschnitte bei A, B und C. $f = \frac{1}{192}\,\frac{\alpha}{\Theta} \cdot P \cdot l^3 = \frac{1}{192} \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot \Theta}$
Fig. 68–71.	$A = B = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{Q}{2}$ $M = \frac{q \cdot l^2}{2}\left(\frac{1}{6} - \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2}\right)$ $M_{max} = \frac{Q \cdot l}{12}$, $M_c = \frac{Q \cdot l}{24}$ Gefährliche Querschnitte bei A und B. $f = \frac{1}{384} \cdot \frac{\alpha}{\Theta} \cdot Q \cdot l^3 = \frac{1}{384} \cdot \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot \Theta}$

§ 10. Verdrehungsbeanspruchung.

M_d = Drehmoment der angreifenden Kräfte (die Ebene des Momentes steht senkrecht zur Stabachse).

E_s = Schubelastizitätsmodul $= \frac{1}{\text{Schubkoeffizient}}$ (vgl. Tab. 7).

l = Länge des Stabes in cm.

φ = Verdrehungsbogen im Abstand 1 von der Stabachse, bezogen auf die Länge l.

k_d = Zulässige Verdrehungsbeanspruchung (vgl. Tab. 6).

Stabquerschnitt	Festigkeitsformel	Verdrehungsbogen φ
d	$M_d = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \cdot k_d$	$\varphi = \frac{32}{\pi \cdot d^4} \cdot \frac{M_d}{E_s} \cdot l$
D	$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \cdot k_d$	$\varphi = \frac{32}{\pi (D^4 \cdot d^4)} \cdot \frac{M_d}{E_s} \cdot l$
b, h	$M_d = \frac{2}{9} b^2 \cdot h \cdot k_d$ ($b < h$)	$\varphi = 3{,}6 \cdot \frac{b^2 + h^2}{b^3 \cdot h^3} \cdot \frac{M_d}{E_s} \cdot l$
a Fig. 72–75	$M_d = \frac{2}{9} \cdot a^3 \cdot k_d$	$\varphi = \frac{7{,}2}{a^4} \cdot \frac{M_d}{E_s} \cdot l$

§ 11. Knickungsbeanspruchung.

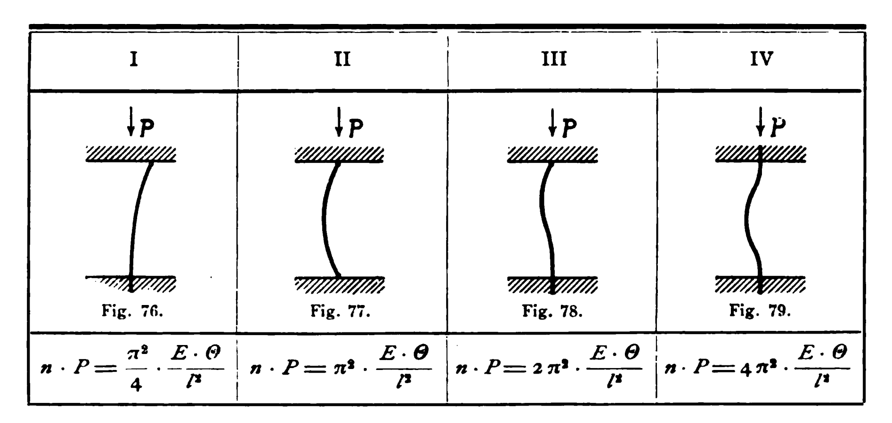
P = Belastung, welche der Stab zu tragen hat.

Θ = Kleinstes äquatoriales Trägheitsmoment in cm^4 (vgl. Tab. 8).

l = Länge des Stabes in cm.

n = Sicherheitskoeffizient.

Es sind 4 Belastungsfälle möglich (Fig. 76—79).



I	II	III	IV
Fig. 76.	Fig. 77.	Fig. 78.	Fig. 79.
$n \cdot P = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{E \cdot \Theta}{l^2}$	$n \cdot P = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot \Theta}{l^2}$	$n \cdot P = 2\pi^2 \cdot \frac{E \cdot \Theta}{l^2}$	$n \cdot P = 4\pi^2 \cdot \frac{E \cdot \Theta}{l^2}$

Für kleine Werte von l wird die Beanspruchung auf reinen Druck größer, als die Berechnung auf Knickung ergibt. Daher ist es zu empfehlen, neben der Berechnung auf Knickung auch Berechnung auf Druck vorzunehmen.

Der Sicherheitskoeffizient n ist je nach dem Zweck des betreffenden Konstruktionsteiles unter Berücksichtigung der Bemerkungen zu Tab. 6 zu 6, 12 bzw. 20 anzunehmen.

II. Abschnitt.

Allgemeine Anordnung von Kranen.

---

§ 12. **Die allgemeine Anordnung eines Kranes** hängt ab von den verlangten Lastbewegungen und deren Geschwindigkeiten, dem zu verwendenden Betriebsmittel und den örtlichen Verhältnissen des Arbeitsplatzes. Hierzu treten bisweilen noch besondere Rücksichten, welche aus der Art der zu bewegenden Last folgen (Spezialkrane für besondere Handhabungsarbeiten, Krane zur Beförderung von Massengütern und Stückgütern besonderer Gattung).

Über Lastgeschwindigkeiten und Eigenschaften der verschiedenen Betriebsmittel s. Abschnitt III.

Die örtlichen Verhältnisse des Arbeitsplatzes betreffen im Allgemeinen:

1. Das zur Verfügung stehende Durchfahrtsprofil für fahrbare Krane und das freie Schwenkprofil für Drehkrane, sowie dauernde oder vorübergehende Verengungen bzw. Beschränkungen dieser Profile, welche besonders für fahrbare Drehkrane und Krane zu Schiffsmontagezwecken von wesentlichem Einfluß auf die Gesamtanordnung werden können.

2. Das gelegentliche Zusammenarbeiten mehrerer Krane, besonders in Werkstätten, welche zwei übereinanderliegende Kranbahnen besitzen.

3. Vorhandensein oder Fehlen allgemeinen Schutzes gegen Witterungseinflüsse, sowie Einwirkung von Staub, schädlichen Gasen, Hitze etc., welche je nach der Art des an der Arbeitsstelle vorhandenen Überwachungssystems mehr oder weniger Schutzvorkehrungen im Entwurf verlangen.

4. Für Hafen- etc.-Kräne Auftreten von Flut- und Ebbeerscheinungen sowie das Vorhandensein von Schwenkhindernissen durch Decksaufbauten

und Mastenkonstruktionsteilen infolge enger Besetzung eines Schiffes mit Kranen bei lebhaftem Lösch- und Ladedienst.

5. Für Schwimmkrane die Strömungsverhältnisse an der jeweiligen Arbeitsstelle, die Eigenschaften des Strom- etc.-Bettes (ob Sand oder Felsboden) hinsichtlich der Möglichkeit fester Verankerung, Wassertiefe, bauliche Ausführung zu bedienender Uferfronten, erforderliche Manövrierfähigkeit in stark belebten Häfen etc.

Seit Einführung der Elektrizität als Betriebsmittel für Krane sind eine große Reihe von Ausführungen entstanden, die hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit zum Teil Anforderungen genügen, die man vor Einführung der Elektrizität nicht zu stellen gewöhnt war. Die Erfolge des elektrischen Betriebes haben dazu geführt, die Ansprüche auch an Krane mit anderen Betriebsmitteln beträchtlich zu steigern, bzw. in Betrieb befindliche Krane älterer Systeme unter Steigerung der Ansprüche an die Leistungsfähigkeit für elektrischen Betrieb umzubauen.

Der folgende Abschnitt gibt in der durch den beschränkten Umfang des Buches bedingten, gedrängten Form an Hand von Abbildungen bewährter Konstruktionen[1]) eine generelle Übersicht der allgemeinen Anordnung von Kranen. Dabei sind der Vollständigkeit halber auch zum Teil veraltete Konstruktionen aufgenommen, die mit Rücksicht auf häufig vorzunehmende Umbauten beachtenswert sind, und die nach dem heutigen Stande des in kräftiger Entwicklung begriffenen Kranbaues unter Umständen auch heute noch brauchbares Entwurfsmaterial für den einen oder anderen Fall liefern können. Verfasser ist den Firmen, welche Abbildungen dieser zum Teil veralteten Konstruktionen für dieses Kapitel bereitwilligst zur Verfügung stellten, zu besonderem Danke an dieser Stelle verpflichtet.

---

[1]) Der Ursprung der Konstruktion bzw. der Originalzeichnungen ist jeder Figur beigegeben. Um bei dem zahlreichen Material den Text nicht zu sehr auseinanderzuziehen, sind deutliche Abkürzungen gewählt. Dieselben bedeuten:

AEG = Allgemeine El.-Ges., Berlin,
BH = Maschinenbau A.-G., vorm. Beck & Henkel, Kassel,
Bl = A. Bleichert, Gohlis-Leipzig,
Br = E. Becker, Berlin,
Bth = Benrather Maschinenfabrik, Benrath b. Düsseldorf,
Dbg = Duisburger Maschinenbau A.-G., vorm. Bechem & Keetman, Duisburg,
Dgr = R. Dinglinger, Cöthen,
Gr = Fr. Krupp, A.-G., Grusonwerk, Magdeburg-Buckau,
L = Düsseldorfer Masch.-Ges., J. Losenhausen, Düsseldorf,
MF = Mohr & Federhaff, Mannheim,
NK = Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp) A.-G., Hamburg,
St = Ludwig Stuckenholz, Wetter a. Ruhr,
U = Union, El.-Ges., Berlin,
Z = Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure,
ZN = Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

1. Laufkrane.

A. Handbetrieb.

§ 13. Die einfachste Form ist der festgelagerte Träger mit Laufkatze, an welche ein Flaschenzug gehängt wird. (Fig. 80—82.) Die Räder der Katze laufen direkt auf der oberen oder der unteren Gurtung des Trägers, besondere Laufschienen werden meistens nicht angeordnet.

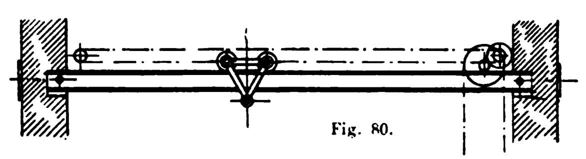


Fig. 80.

Wird neben der Querbewegung (Katzen) der Last auch eine Längsbewegung (Fahren) verlangt, so wird jedes Trägerende in entsprechend stabiler Weise mit einem Wagen verbunden, dessen Laufräder gemeinsamen Antrieb erhalten. Für die Verbindung des Kranträgers mit den Kopfträgern ist die zur Verfügung stehende Konstruktionshöhe *h* (Fig. 83) maßgebend.

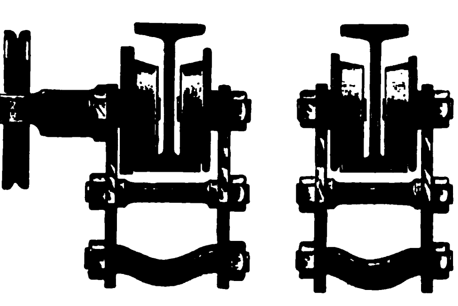
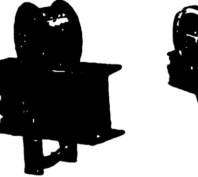


Fig. 81.

Gestatten keine Gebäudemauern etc. den Kranträger in genügende Höhe zu legen, so erhält derselbe an beiden Enden Ständerkonstruktionen (feststehender oder fahrbarer Bockkran, Fig. 84 bis 85 Br). Liegen beide Fundamente bzw. Laufschienen auf verschiedenem Niveau, so ergeben sich unsymmetrische Gerüste (einhüftiger Bockkrahn, Fig. 86).





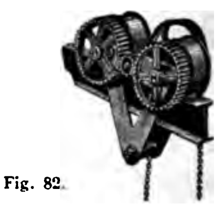


Fig. 82.

Das Einleiten der Katz- und Kranfahrbewegung durch Ziehen am Lasthaken in der gewünschten Bewegungsrichtung ist nur für ganz leichte Krane möglich, meistens sind besondere Antriebe mit Übersetzung anzuordnen.

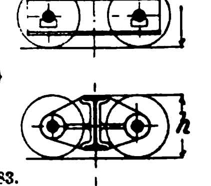


Fig. 83.

Die Katzbewegung erfolgt entweder (Fig. 291) durch Antrieb eines oder zweier Laufräder bzw. einer Laufradachse mittels Haspelrades und Handkette (bei schweren Konstruktionen unter Zwischenschaltung einer Zahnradübersetzung) oder durch ein-

fachen oder doppelten horizontalen Kettenzug mit entsprechender Übersetzung und Betätigung durch Kurbel- oder Handkette (Fig. 80, 84, 85 Br). Der für die Kranfahrbewegung erforderliche gemeinsame Antrieb zweier Laufräder durch Zahnräder (Fig. 84, 86 Br) erfordert bei größeren Spannweiten lange Wellen, welche selbst bei kräftiger Dimensionierung durch einseitigen Antrieb Schiefstellen und Ecken des Kranes zur Folge haben können. Deshalb soll der Antrieb möglichst so angeordnet sein, daß der Betrag der Deformation von der Antriebsstelle bis zu den Triebrädern an beiden Trägerenden gleich groß ist.


Fig. 84.


Fig. 85.

§ 14. Laufkatzen mit Flaschenzug sind in ihrer Anwendung an gewisse Grenzen gebunden; ihr Hauptnachteil für größere Lasten liegt in der ungünstigen Wirkungsweise der treibenden Kraft, welche keine ununterbrochene Lastbewegung gestattet. Für Krane zieht man daher vielfach, besonders für größere Lasten, Räderwinden vor; die Winde kann direkt auf der Laufkatze (Fig. 96, 97 L) oder getrennt von dieser am Krangestell angeordnet sein (Fig. 85, 86 Br). Mit Rücksicht auf den Einbau der Winde und die Führung der Last- und Zugketten muß der Kranträger als Zwillingsträger (Kastenträger Fig. 87a oder Doppelträger Fig. 87b) ausgeführt werden.

Jede für Handbetrieb eingerichtete Winde muß mit einer sicheren Sperrvorrichtung und einer leicht zu handhabenden, sicher wirkenden Bremse ausgerüstet sein; beide Organe werden häufig in einen Maschinenteil vereinigt (Sperradbremsen § 111). Meistens sind auswechselbare Über-

setzungen für verschiedene Laststufen vorgesehen (Fig. 90, 92); die Wechselräder müssen zwischen Sperrwerk bzw. Bremse und Kurbel liegen, damit die zu verschiebende Vorgelegewelle vollständig entlastet werden kann und Abstürzen des Hakens während des Umstellens sicher verhütet wird. Zu schnelles Senken der Last bei freigelassenen Kurbeln mittels der Bremse führt bisweilen zu Unfällen durch die herumschlagenden Kurbeln; zur Verhütung werden vielfach sogenannte Sicherheitskurbeln verwandt, welche bei abwärtsgehendem Haken nicht herumschlagen. (§ 111.)

Fig. 86.

Je nach der Verwendung von Drahtseil oder Kette erhält die Winde eine entsprechend profilierte Trommel oder Kettennuß nebst Führungsrollen (Fig. 94, 95, 100, Br).

Die Bedienung der Räderwinden kann durch Handketten (Fig. 99 Br, 100 St) erfolgen, meistens wird dem Antrieb durch Kurbeln der Vorzug gegeben; die erforderliche Bedienungsgalerie läuft entweder über die ganze Länge der Kranträger durch oder ist direkt an die Katze angebaut (Fig. 96, 97 L.)

B. Transmissionsbetrieb.

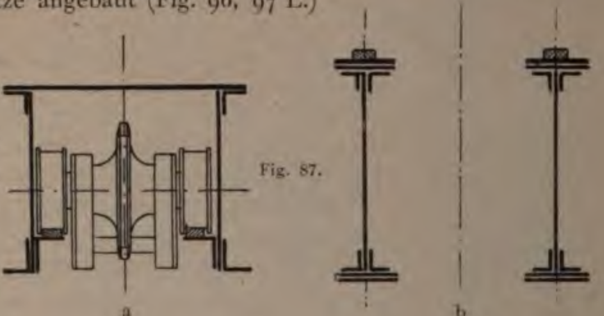


Fig. 87.

Der Transmissionslaufkran hat vor Einführung der Elektrizität als Werkstattskran eine außerordentlich wichtige Rolle gespielt. Mit Einführung des neuen Betriebsmittels jedoch sind die Konstruktionen veraltet, und Neuausführungen haben in den allermeisten Fällen keine Berechtigung mehr. Selbst die zahllosen in Betrieb befindlichen Transmissionslaufkrane sind an den meisten Stellen in Einmotorenkrane (s. später) umgebaut. Immerhin verlangt die große Bedeutung dieses Systems für die Entwicklung des Kranbaues eingehende Kenntnis seiner Details.


Fig. 88.

§ 15. Für Krane ohne Fahrbewegung mit getrennt vom Kranträger aufgestellter Winde ist zum Antrieb ein Riemen mit Los- und Festscheibe

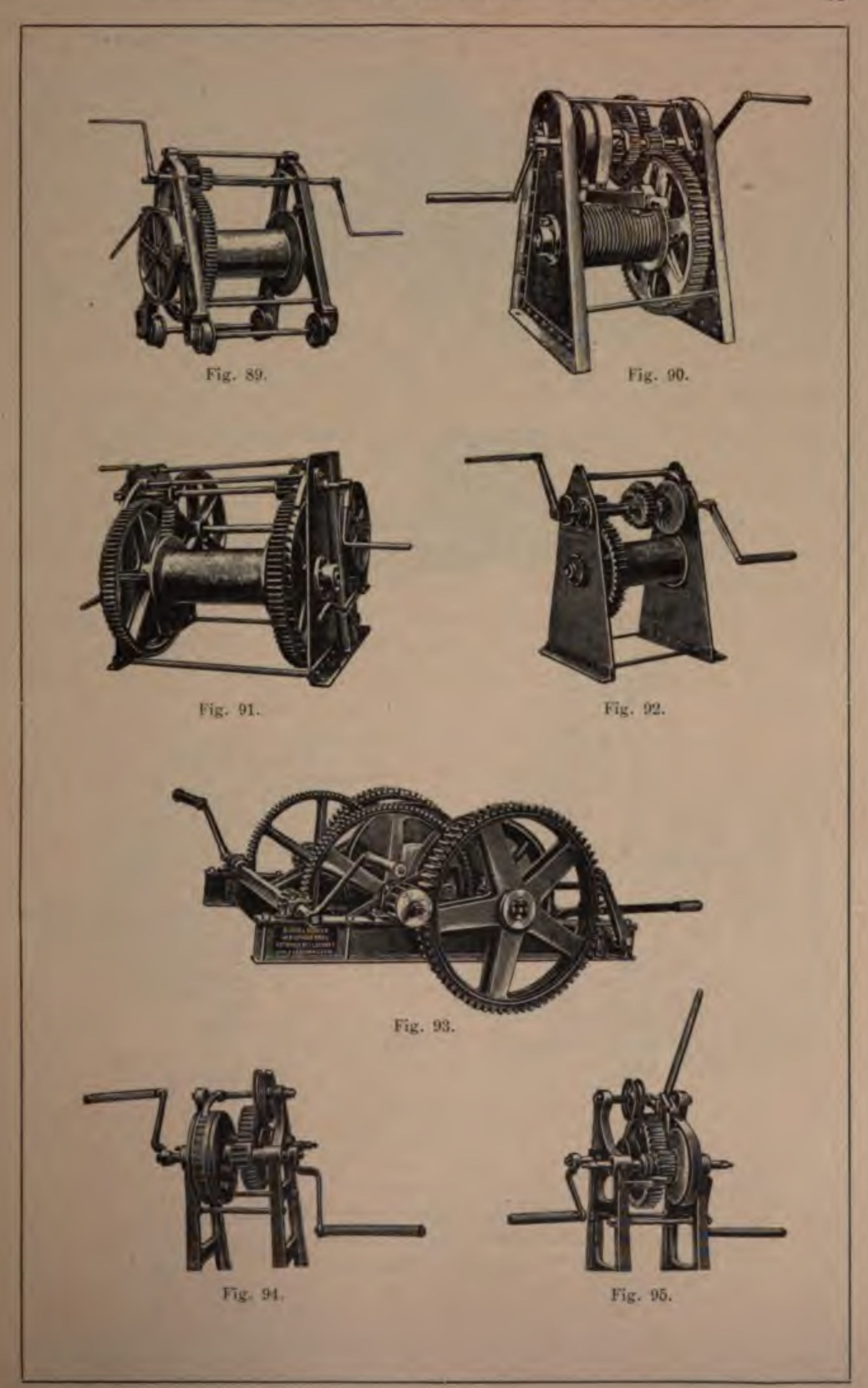


Fig. 89. Fig. 90. Fig. 91. Fig. 92. Fig. 93. Fig. 94. Fig. 95.

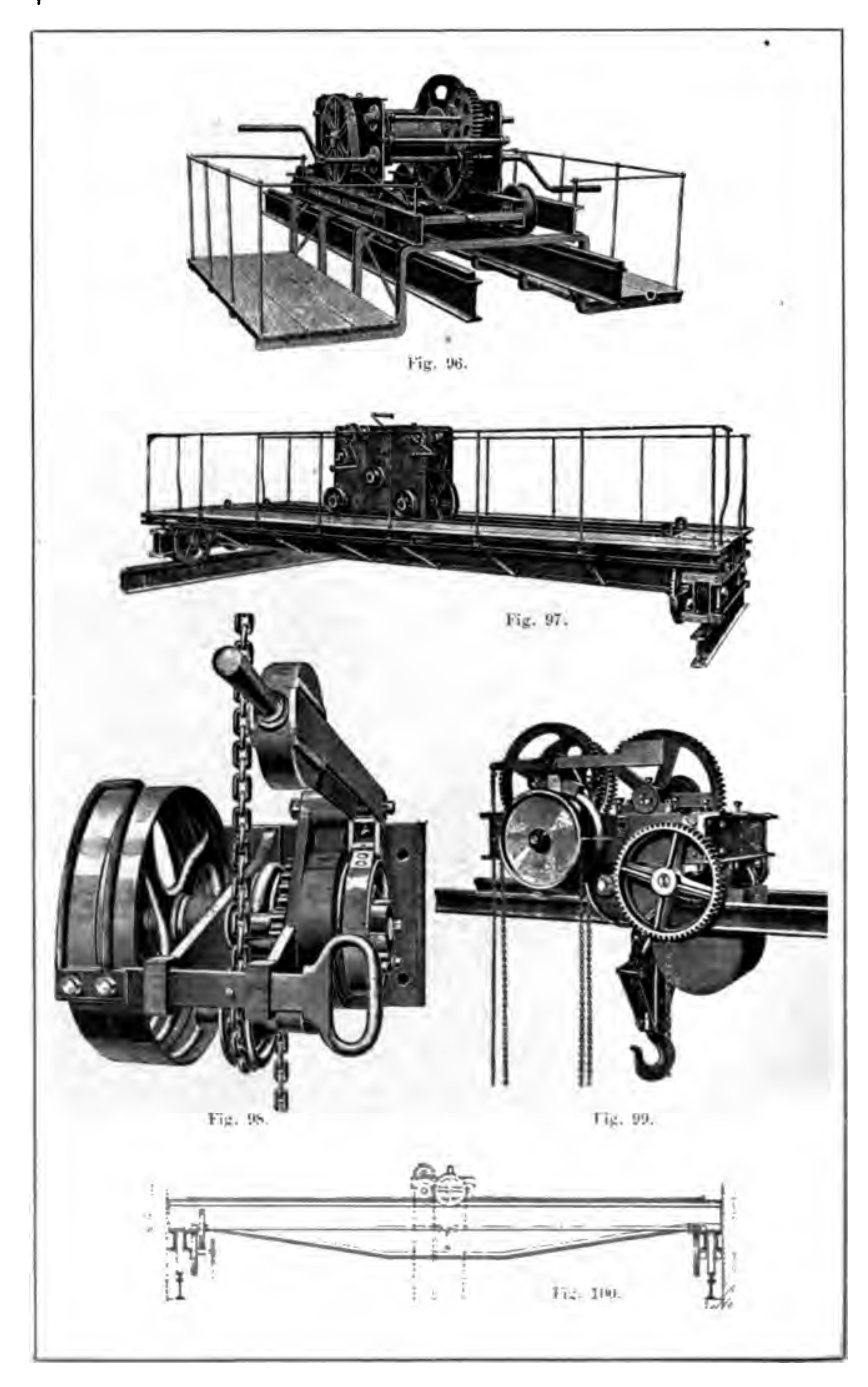


Fig. 96.

Fig. 97.

Fig. 98.

Fig. 99.

Fig. 100.

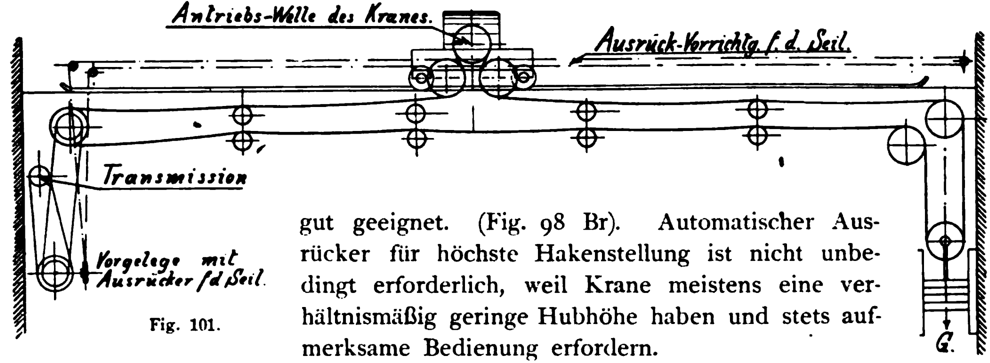


Fig. 101.

gut geeignet. (Fig. 98 Br). Automatischer Ausrücker für höchste Hakenstellung ist nicht unbedingt erforderlich, weil Krane meistens eine verhältnismäßig geringe Hubhöhe haben und stets aufmerksame Bedienung erfordern.

Für Krane mit Fahrbewegung sind zwei Antriebsmethoden gebräuchlich: Endloses Seil und Vierkantwelle. In beiden Fällen wird die Kraft von der Transmission auf eine im Krangestell festgelagerte Hauptantriebswelle übertragen, von welcher aus die drei Hauptbewegungen (Heben und Senken, Katzen und Kranfahren) dann weiter abgezweigt werden. Anordnungen des Seiltriebes vgl. Fig. 101, 102. Die Seilführung richtet sich nach der relativen Lage der Kranbahn zum antreibenden Transmissionsstrang. Das Seil, welches stets durch einen belasteten Spannschlitten zu spannen ist, läuft auf dem Kran über ein System von drei Seilscheiben (Fig. 106 St), welche bei dem Passieren der Tragrollen das Seil von diesen abheben. An Stelle der Tragrollen finden sich häufig einfache Tragbügel mit sauber geschlichteten Gleitflächen für das Seil.

Das Seil kann durch einen Kettenzug und ausrückbares Vorgelege stillgesetzt werden; der Kettenzug muß in allen Stellungen des Kranes vom Führerstand aus leicht erreichbar sein. Der Abstand h (Fig. 102) ist so klein als möglich zu wählen, um das Seil an den Auf- und Ablaufstellen der horizontalen Seilscheiben vor starkem Verschleiß zu schützen. Horizontale Scheiben (Fig. 102) bedingen die Anbringung von Schutzvorrichtungen, welche bei Ablaufen (Abnützung) der Unterstützungselemente

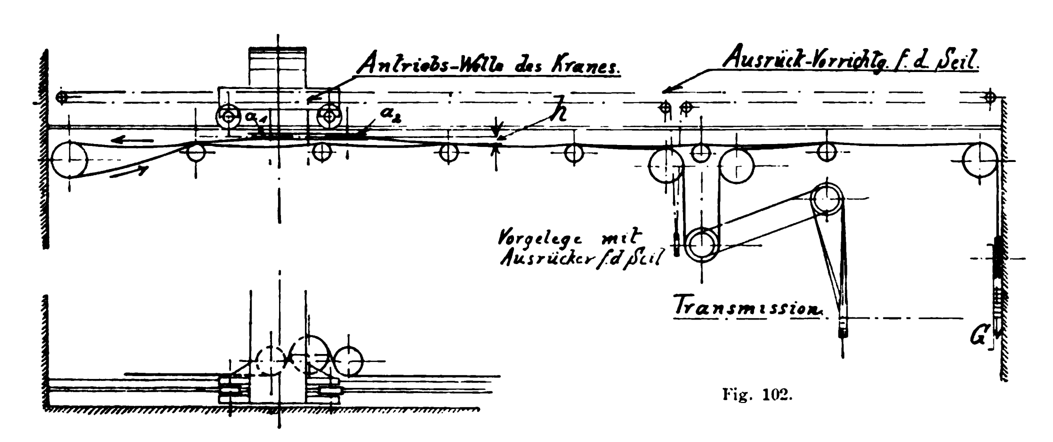


Fig. 102.
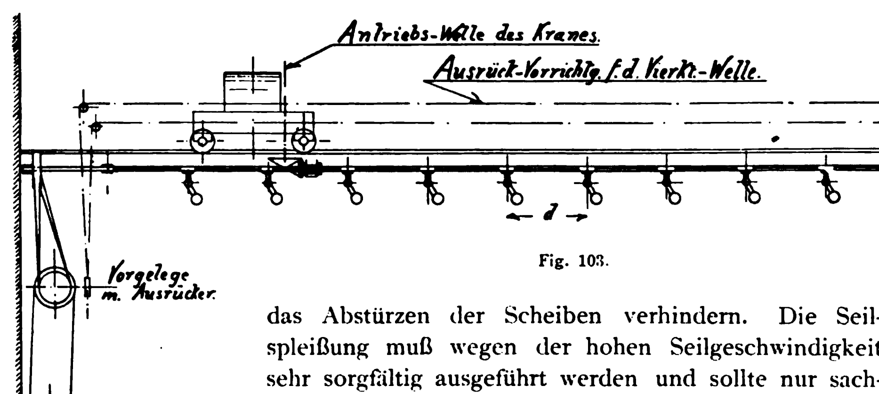


Fig. 103.

das Abstürzen der Scheiben verhindern. Die Seilspleißung muß wegen der hohen Seilgeschwindigkeit sehr sorgfältig ausgeführt werden und sollte nur sachkundiger Hand überlassen werden.

Bei den Kranen mit Wellenantrieb wird von der Transmission aus die Kraft auf eine längs der Kranbahn in Pendellagern angeordnete Vierkantwelle übertragen (Fig. 103) und von dieser durch ein paar im Krangestell gelagerte Kegelräder abgenommen. Die Pendellager, welche in Abständen nicht über drei Meter anzubringen sind, werden bei Annäherung des Kranes durch eine Leitschiene ausgelenkt und kehren

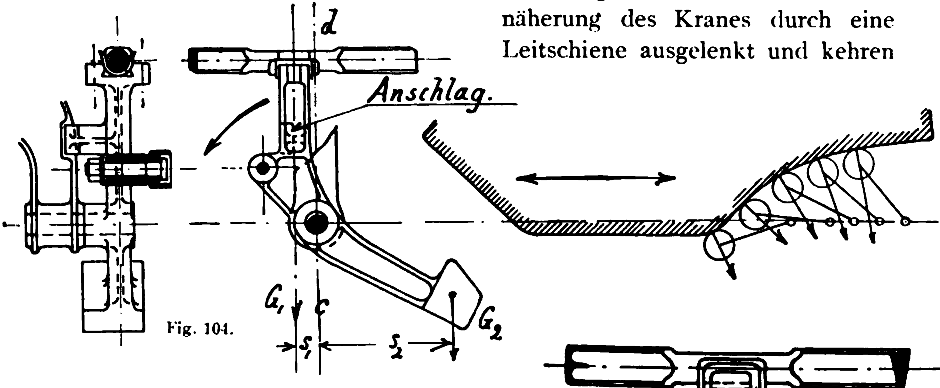


Fig. 104.

Fig. 105.

nach Passieren des Kegelrades (Fig. 103) wieder in ihre Unterstützungslage zurück. In dieser Stellung werden sie durch Gewichte gehalten. In Fig. 104 (St) liegt der Drehpunkt des Pendels exzentrisch zur Lagermitte, damit das Lager sich frei bewegen kann und in der ganzen Länge anliegt. Da das Lager für beide Fahrtrichtungen nach der gleichen Seite ausgelegt werden muß, ist die Leitschiene entsprechend auszubilden. Die Vierkantwelle liegt an den Enden in festen Lagern, die Sicherung gegen axiale Verschiebung der Welle bieten müssen.

Die Art der Bewegungsübertragung von der Hauptantriebswelle auf die Räderwerke für die drei Hauptbewegungen hängt davon ab, ob der Kran ein feststehendes Windwerk hat oder ob dasselbe in die Laufkatze eingebaut ist. Im ersten Falle wird von der Hauptantriebswelle entweder

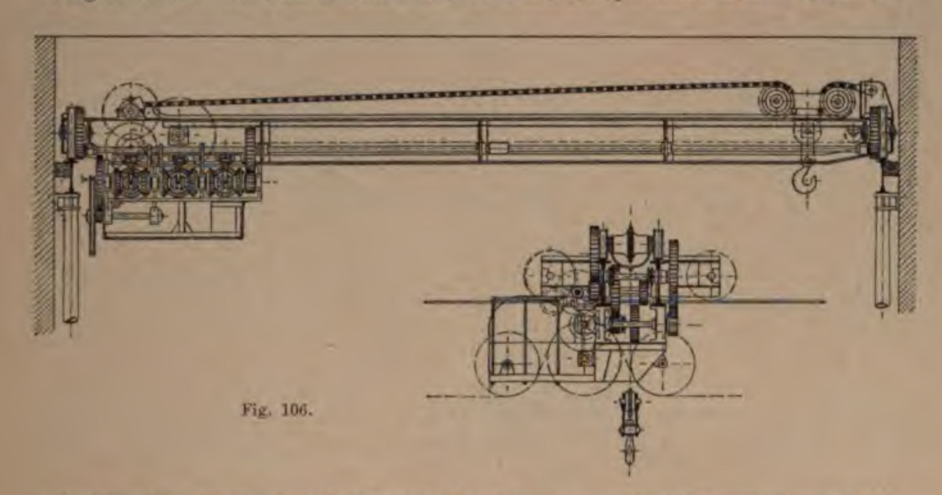


Fig. 106.

direkt oder durch eine Zwischenwelle die sogenannte Königswelle, welche die drei Wendegetriebe trägt, angetrieben, im anderen Falle treibt die Hauptantriebswelle zunächst eine Vierkantwelle, welche, mit ausweichbaren Lagern unterstützt, über die ganze Länge des Kranträgers läuft. Von dieser Welle aus wird dann die Königswelle mittels sogenannten Schleppraddes angetrieben; die Übertragung der Bewegung auf das Kranfahrwerk erfolgt durch Vermittelung einer zweiten Welle mit Schlepprad von der Königswelle aus. (Fig. 109 St).

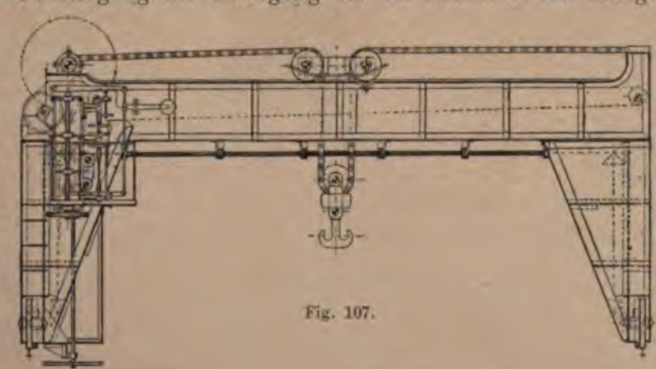
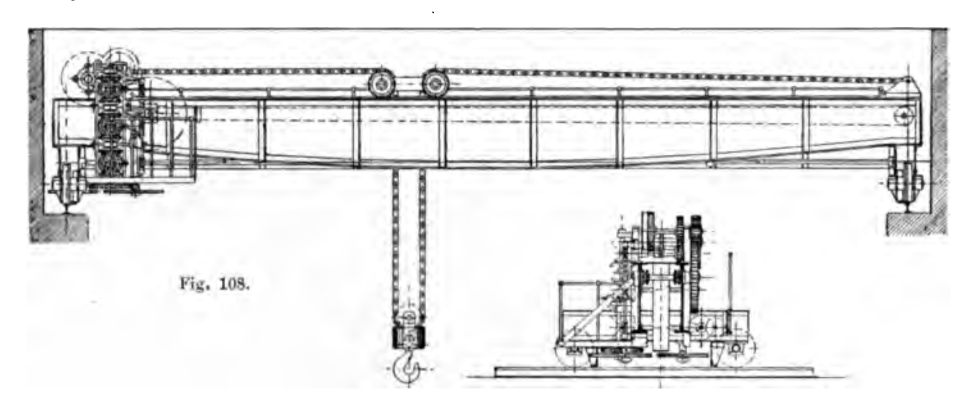
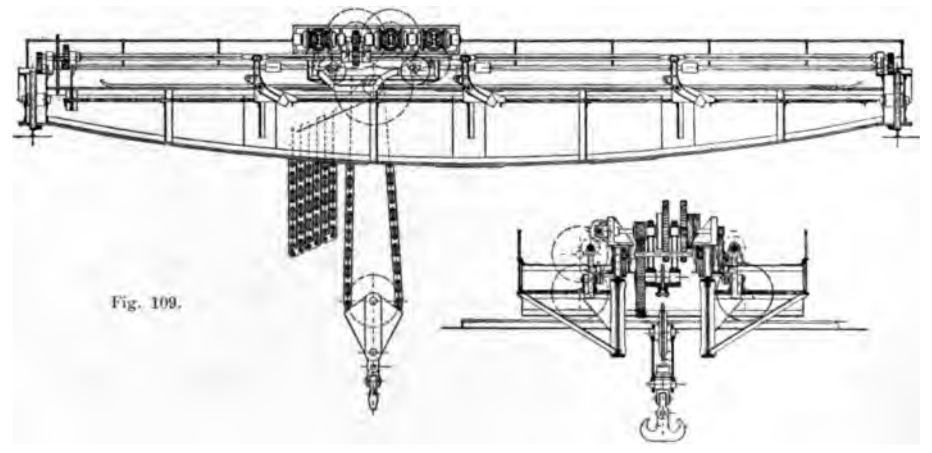


Fig. 107.

§ 16. Hubwerk. Die Königswelle wird stehend oder liegend angeordnet (Fig. 106 bis 109 St). Nach den für die verschiedenen Lasten üblichen Hubgeschwindigkeiten finden sich für das Hubwerk ein bis zwei Vorgelege; das erste Vorgelege trägt meistens die Haltebremse. Dieselbe wird bei ausgerückter Hubkupplung durch ein Gewicht geschlossen gehalten und bei Einrücken der Kupplung mittels eines Fußhebels gelöst. (Fig. 107 St.) Die Zahnräder zwischen der Bremse und der Trommel bzw. Kettenscheibe sollen nur aus


Fig. 108.

Stahlguß oder gleich haltbarem Material hergestellt sein. Für leichtere Lasten wird zweckmäßig ein schnellerer Gang vorgesehen; das Umschalten von einem Gang auf den anderen darf nur bei entlastetem Haken vorgenommen werden.


Fig. 109.

Für die Anordnung des Huborganes ist maßgebend, ob das Windwerk feststeht oder mit der Winde fährt, und ob Gliederkette, Gallsche Kette oder Drahtseil verwandt wird. Fig. 106—108 (St) und 110 geben gebräuchliche Anordnungen für Gallsche Kette, Fig. 111 für Gliederkette

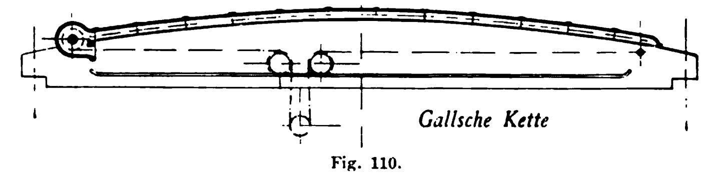


Fig. 110.

und Drahtseil, beides für feststehendes Windwerk. Beispiel der Kettenführung für fahrbares Windwerk s. Fig. 109 (St).

Für Krane mit großer Spannweite muß die Kette in dem horizontal verlaufenden Teil mit ausweichbaren Unterstützungen versehen werden

(Fig. 112); dieselben dürfen den Zugketten der Katze nicht im Wege sein und müssen sich nach dem Passieren der Katze mit entsprechendem Spielraum unter die Kette legen, damit bei Längen derselben keine Störungen eintreten.

§ 17. Katz- und Kranfahrwerk. Bei fahrbarem Windwerk wird die Bewegung von der Königswelle aus durch Zahnräder auf die mit Zahnkränzen versehenen Laufräder (Triebräder) der Katze übertragen (Fig. 109 St), oder

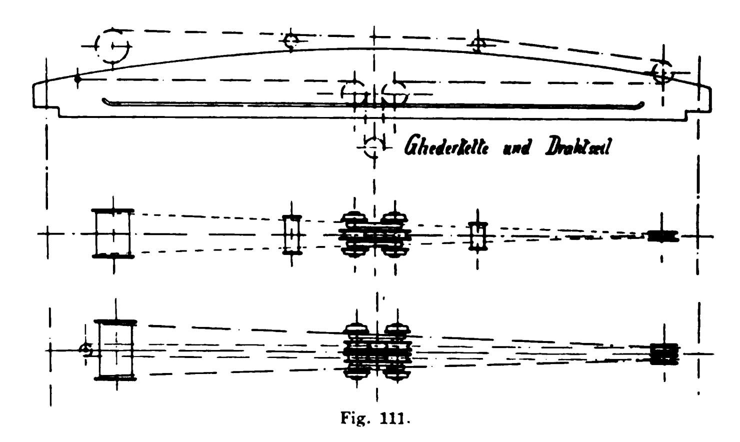


Fig. 111.

es wird eine Laufradachse mit fest aufgesetzten Laufrädern als Triebachse von der Königswelle aus angetrieben. Bei feststehendem Windwerk geschieht die Bewegung ähnlich wie bei Handkranen (Fig. 80) mittels Zugketten. Dieselben sind so anzuordnen, daß sie mit der Lastkette nicht kollidieren. Es werden daher für gewöhnlich zwei Zugketten genommen,

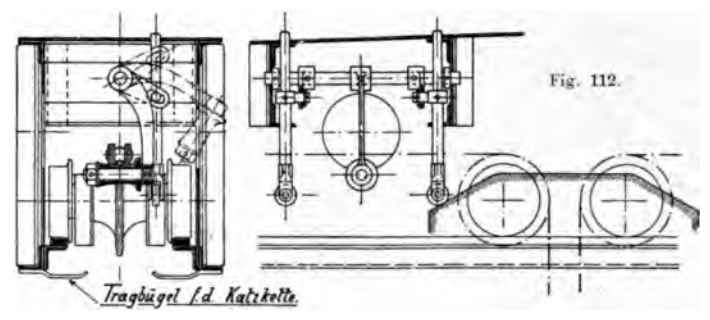


Fig. 112.

welche zu beiden Seiten der Lastkette laufen (Fig. 112), und die zur Vermeidung einseitigen Zuges mittels Balanciers an das Gestell der Katze angeschlossen sind. Wie das Lastwindwerk, so wird auch das Katzfahrwerk häufig mit auswechselbarem Vorgelege für schnelleren Gang versehen.

Bei der Ausführung des Kranträgers als Kastenträger ist auf das Einbringen der Katze Rücksicht zu nehmen. Ist der Träger nicht so hoch, daß das Einsetzen von der Seite her erfolgen kann, so müssen an

irgend einer Stelle die Ober- oder Untergurtung mit lösbaren Schrauben abnehmbar befestigt sein.

Kranfahrwerk. Der Antrieb ähnelt dem Antrieb des Fahrwerkes der Katze mit fahrbarem Windwerk (Fig. 109). Auch für diesen Gang finden sich bisweilen auswechselbare Übersetzungen für zwei Geschwindigkeiten. Die Wellen des Fahrganges müssen reichlich dimensioniert sein, damit sich der Kran bei einseitiger Laststellung nicht eckt. Es ist überdies zweckmäßig, dafür zu sorgen, daß durch entsprechende Anordnung die Deformation der Wellen von der Königswelle aus bis zu den beiden Antriebslaufrädern des Kranes hin möglichst gleich groß wird. (s. § 13.)



Fig. 113.

C. Elektrischer Betrieb.

§ 18. Einmotorenkrane. Dieselben sind direkt aus den Transmissionskranen mit Seil- oder Wellenantrieb hervorgegangen. Die allgemeine Anordnung des maschinellen Teiles ist daher hier genau wie dort. Wie im § 70 erörtert, kommen für diese Krane zum Antrieb nur Nebenschlußmotore oder Drehstrommotore mit kurz geschlossenem Anker in Frage. Der Motor treibt mittelst einfacher oder doppelter Räderüber-

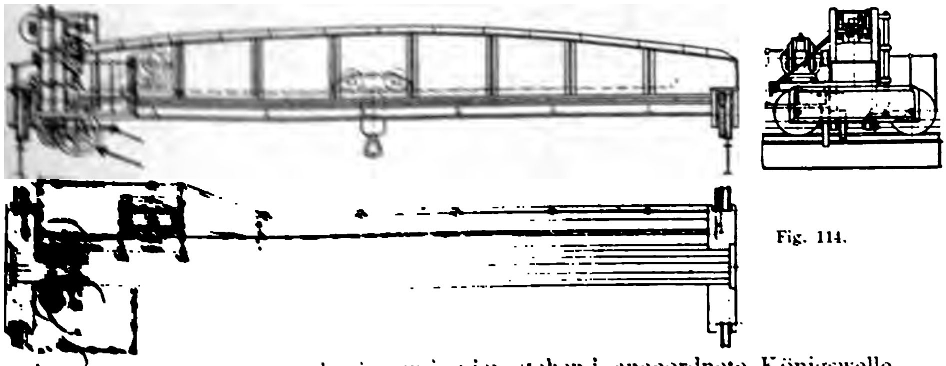


Fig. 114.

setzung auf die liegend oder stehend angeordnete Königswelle [illegible] S. 118 BB'.

Die Verwandtschaft der Einmotorenkrane mit den Transmissionskranen [illegible] Weg, Transmissionskrane für elektrischen Betrieb [illegible]. Da es sich bei einem derartigen Umbau vielfach [illegible] Einrichtung des elektrischen Betriebes die Ge-

schwindigkeiten zu steigern, so empfiehlt sich der Antrieb mittels Riemens (Fig. 114, 117), da man hierdurch ein einfaches Mittel besitzt, die passende Geschwindigkeit auszuprobieren. Meistens setzen Erschütterungen des Krangerüstes, Geräusch der Windwerke und stoßweiser Angriff der Kupplungen der Geschwindigkeitssteigerung Grenzen.

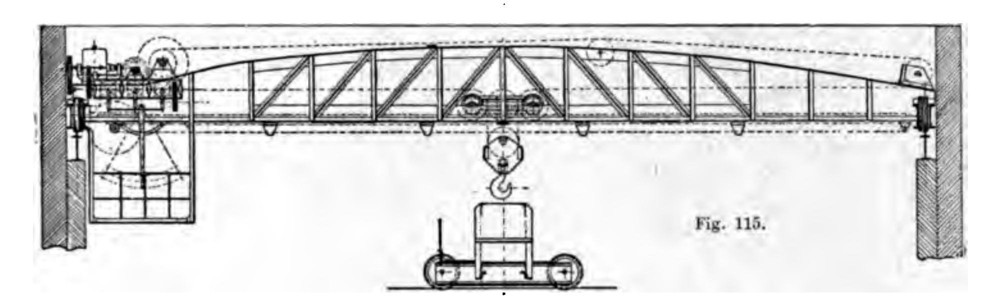


Fig. 115.

Der Anbau der elektrischen Details richtet sich nach der Anordnung des mechanischen Teiles, jedoch ist von vornherein darauf Rücksicht zu nehmen, daß Motoren, Anlasser, Schalter, Leitungen etc. der nötigen Revision bequem zugänglich sind, und notwendig werdende Auswechselungen von Ankern, Motorgehäusen, Kontaktstücken der Schalter und Anlasser usw. möglichst schnell erledigt werden können. Hauptschalter und Griff des Motoranlassers müssen in unmittelbarer Nähe des Kranführers sich befinden, um bei Festsetzen der Spreizringe der Wendegetriebe den Motor sofort stillsetzen zu können.

Über Anordnung der Leitungen, Schalttafel etc. vgl. § 24.

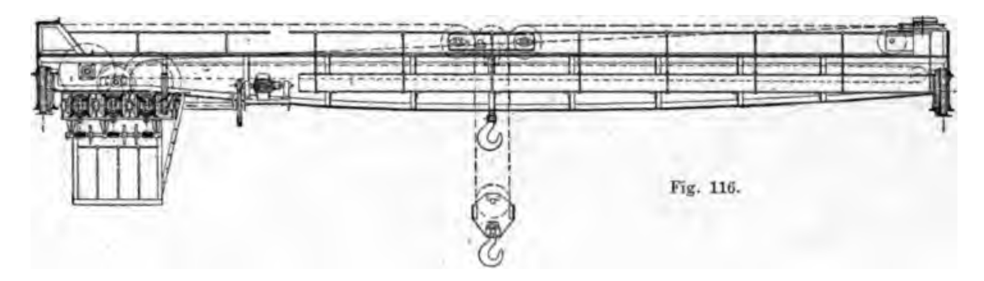


Fig. 116.

§ 19. Mehrmotorenkrane. Die Leichtigkeit der Übertragung elektrischer Energie hat den Mehrmotorenkran entstehen lassen, welcher für jede Bewegung einen besonderen Motor mit eigenem Anlaßapparat besitzt; typische Form ist der Dreimotorenkran mit je einem Motor für Heben (Senken), Katzen und Fahren. Über die verschiedenen Motorsysteme vgl. § 80 und folgende.

Die gebräuchlichen Anordnungen der Dreimotorenkrane unterscheiden sich von einander vornehmlich durch die Art der Seil- oder

Kettenführung und durch die Aufstellung der Hilfsapparate, welche von dem verwandten Strom- und Bremssystem abhängt.

Die Kettenführung für Gall'sche Kette geht aus den Figuren der Tafel I hervor. Wie das feste, so wird auch das lose Kettenende am Katzengestell mittels eines besonders ausgebildeten Endgliedes (§ 91, 94) befestigt. Falls Beweglichkeit der Kette in der Fahrtrichtung des Kranes gewünscht wird, ergiebt sich die in Fig. 3, Taf. I gegebene Anordnung. Vgl. auch Fig. 119, Spezialausführung der Benrather Maschinenfabrik (Katze m. Pendelaufhängung). Für Gliederketten und Drahtseile findet der Faktorenflaschenzug allgemeine Verwendung, und zwar je nach Umständen in einfacher oder sogenannter Zwillingsanordnung. (Fig. 120). Beispiele praktischer Ausführungen vgl. Taf. II und III.

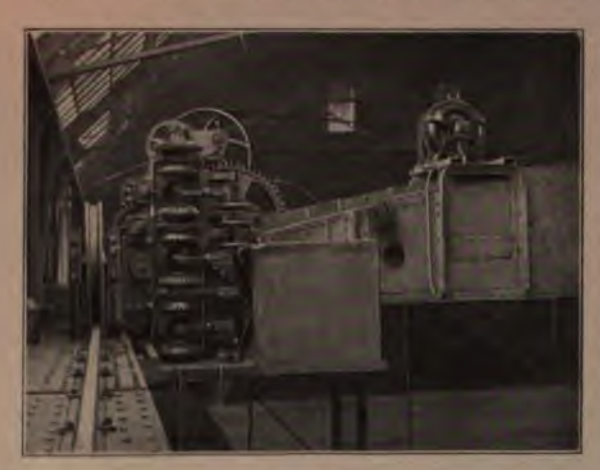


Fig. 117.

Die konstruktive Durchbildung eines Entwurfes verlangt eingehende Prüfung der Seil- oder Kettenlage für tiefste und besonders höchste

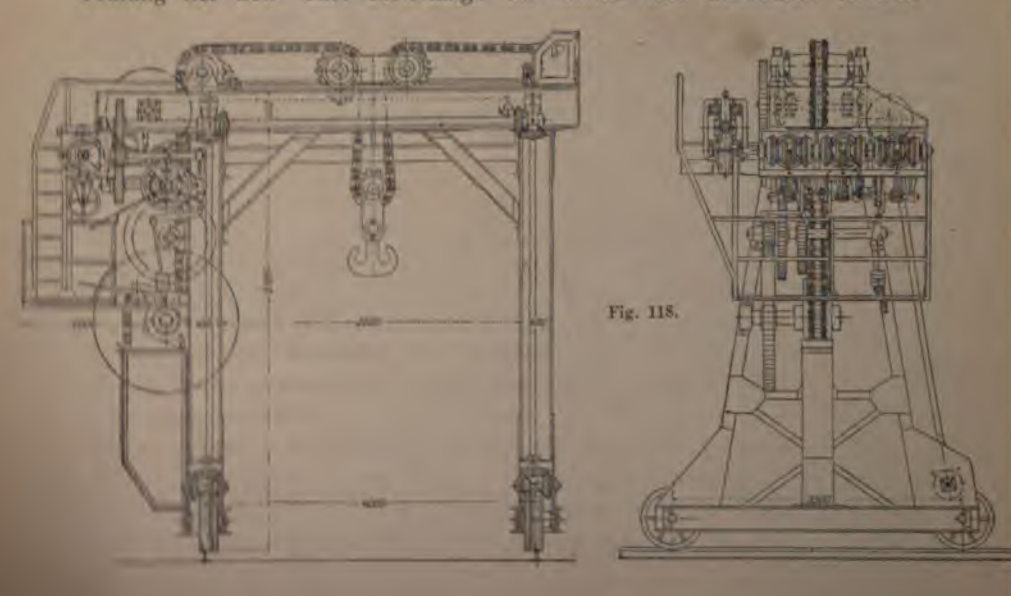


Fig. 118.

Hakenstellung. Anordnung Fig. 120a, vgl. auch Fig. 1 Taf. II, bedingt für die Oberflasche eine vertikale Drehachse.

§ **20.** Die für das **Lastwindwerk** verwandten Motoren besitzen Tourenzahlen zwischen 500 und 1000 per Min. Wegen der beträchtlichen Übersetzungen finden Schneckengetriebe hier ausgedehnte Verwendung. (Vgl. § 106.) Die aus Erfahrungen gewonnene Tatsache, daß der

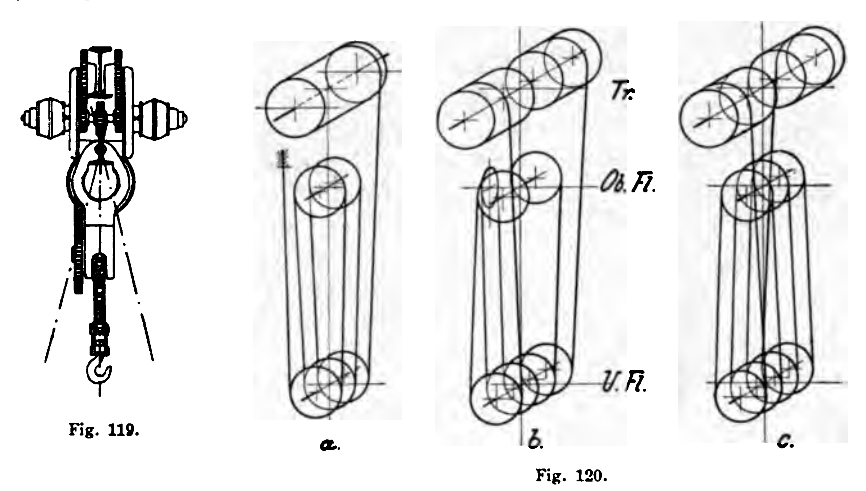


Fig. 119.

Fig. 120.

Wirkungsgrad mit der Relativgeschwindigkeit der gleitenden Flächen steigt, und Gesichtspunkte der praktischen Ausführung haben zur weiten Verbreitung der Schneckenradübersetzung als erste Übersetzung vom Motor aus geführt. Soll von der Verwendung von Schneckenradübersetzung Abstand genommen werden, so tritt an deren Stelle für die in Frage kommenden Übersetzungswerte meist doppelte Stirnradübersetzung (Fig. 1 Taf. II). Über die Notwendigkeit der Bearbeitung der Zahnflanken etc. vgl. § 104.

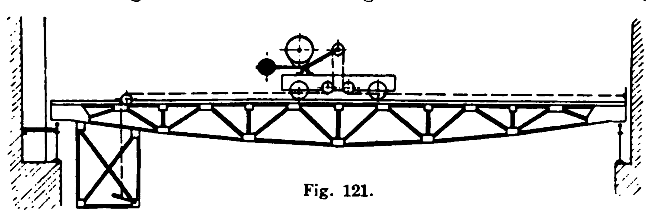
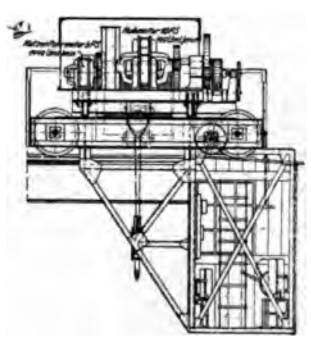


Fig. 121.

Die **Bremsvorrichtungen** des Windwerks richten sich nach den verwandten Motorsystemen (Drehstrom- oder Gleichstrom - Serienmotoren). Für Drehstrommotoren ist die als Band- oder Backenbremse ausgeführte Gewichtsbremse mit Auslösung durch Drehstrommagnete am gebräuchlichsten. An Stelle der Bremslüftungsmagnete wird auch bisweilen ein Seilzug verwendet (Fig. 121), welcher die Bremse vom Führerstand aus durch einen Fußtritt zu lösen gestattet. Derartige Bremsen erfordern

besondere Aufmerksamkeit seitens der Bedienung mit Rücksicht auf die Gefahr des Absturzes des belasteten Hakens.

Die Bremsscheibe sitzt entweder auf der Motorwelle oder auf der ersten Vorgelegewelle. Für die Anordnung und Schaltung der Bremslüftungsmagnete ist wesentlich, daß die Bremse sich schließt, so wie der Motor (§ 86) stromlos wird; zur sicheren Vermeidung von Stößen infolge zu heftigen Bremsschlusses sind regulierbare Luftbuffer meist erforderlich. Die Bremsen wirken nur als Verzögerungs- und Haltebremsen, eine Regulierung der Senkgeschwindigkeit gestatten sie nicht. Zur Sicherung gegen zu hohe Geschwindigkeit abwärtsgehender Lasten bei unvorschriftsmäßiger Bedienung des Anlassers (vgl. § 84) werden häufig außer der Haltebremse sogenannte Senksperrbremsen (Fig. 122 Bl) eingebaut. (§ 111). Bei Verwendung von Hauptstrommotoren wird die Verzögerung der Last durch die sogenannte Kurzschlußschaltung (§ 84) vielfach angewandt. Da die Bremskraft nur bei Bewegung auftritt, so sind stets Haltebremsen für die ruhende Last anzuordnen; dieselben sind in ihrer Anordnung den Gewichtsbremsen für Drehstrom ähnlich, die durch Gleichstrom betätigten Bremslüftungsmagnete müssen bei Stromunterbrechung sicher das Belastungsgewicht der Bremse freigeben; Ersatz der Magnete durch Seilzug mit Fußtritt (Fig. 121) findet sich bisweilen auch hier. — Bei geeigneter Dimensionierung der Widerstände ist die Kurzschlußschaltung des Hubmotors zur Geschwindigkeitsregulierung der abwärtsgehenden Last gut geeignet (s. § 82). Über die bei zufälliger Unterbrechung der Verbindungsleitungen bestehende Gefahr des Abstürzens der Last vgl. § 84.



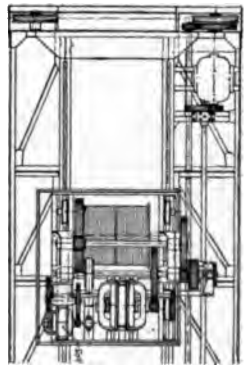


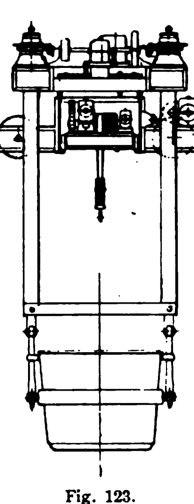
Fig. 122.

Wenn keine Kurzschlußschaltung für Abwärtsgang angeordnet ist, sondern der Motor wie für Aufwärtsgang, jedoch im Sinne der Senkbewegung an das Netz geschaltet wird, so können gefährliche Geschwindigkeiten auftreten (§ 81, 84); zur Sicherung des Betriebes werden in diesem Falle wie bei Drehstrom Senksperrbremsen vorgesehen (Fig. 2 Taf. II, Fig. 1 u. 2, Taf. III).

Zur Einhaltung bestimmter Geschwindigkeitsgrenzen, deren Beurteilung vom Führerstand aus im lebhaften Werkstattbetrieb nahezu vollständig unmöglich ist, findet man bisweilen die sehr zweckmäßige Anordnung von einstellbaren Zentrifugalalarmglocken (Schuckert & Co.), die auf die Motorwelle gesetzt werden.

§ 21. Hilfswindwerk. Wenn man auch dem Hauptstrom-Motor nachrühmt, daß er leichte Last schneller hebt als schwere Last, so genügt diese Geschwindigkeitsvariation doch vielfach nicht für die praktisch geforderten Geschwindigkeitswerte (vgl. § 80). Das Einschalten von auswechselbaren Vorgelegen für mehrere Laststufen ist nicht sehr bequem, deshalb werden schwerere Krane häufig mit einem Hilfswindwerk für leichte Lasten mit eigenem Motor ausgerüstet. Die Hilfswinde wird bisweilen mit Vorteil auf eine besondere Katze gesetzt, um durch entsprechend angeordnete Laufschienen die ganze Trägerlänge für beide Katzen auszunützen. (Fig. 123 St, Taf. XXXIX Fig. 1.) Die Ausführung von Hilfswinden findet sich für Drehstrom und Gleichstrom gleich häufig.

§ 22. Katz- und Kranfahrwerk. Beide Fahrwerke zeigen meistens die gleiche Anordnung. Für jede Bewegung ist ein Motor vorhanden, welcher durch entsprechende Übersetzung zwei Laufräder der Katze bzw. des Kranes antreibt. Bei der Katze werden meistens die Lauftriebräder fest auf die mit einem Antriebrad versehene Achse gekeilt; die Lauftriebräder des Kranes sitzen lose auf ihren Achsen und tragen einen Zahnkranz zur Aufnahme des Antriebmomentes. Der Motor für das Kranfahrwerk steht am besten in der Mitte der Spannweite, um einseitige Deformation der Wellen und Schiefstellen bzw. Ecken des Kranes zu verhüten. Für Krane in Gießereien und Montagehallen, mit denen bisweilen das Kanten von größeren Gegenständen vorzunehmen ist, erhalten das Katzfahrwerk und das Kranfahrwerk Bremsen, welche durch Magnete gelüftet werden. Krane, welche im Freien arbeiten und unter Umständen der Einwirkung von Winddruck ausgesetzt sind, müssen zu Ende der Arbeitszeit durch Bremsen oder Verriegeln des Fahrganges festgestellt werden.


Fig. 123.

§ 23. Anordnung des Führerstandes. Die Bequemlichkeit in der Anlage elektrischer Leitungen gestattet bezüglich der Anordnung des Führerstandes größte Freiheit. Derselbe wird meistens an der Seite oder in der Mitte unter die Kranträger gehängt, bisweilen auch ganz getrennt vom Kran aufgestellt (z. B. bei Schmiedekranen in der Nähe des Preßstempels). Besondere Beachtung verdient die Anbringung des Führerstandes an der Laufkatze (vgl. Fig. 232/33 St).

Die Steuerapparate (Anlasser) werden meistens im Führerstande selbst so aufgestellt, daß die Bewegung des Handgriffes in dem Sinne der beabsichtigten Bewegung der Last erfolgt. (Fig. 124, 125 U.) Danach ist im allgemeinen für jeden Motor ein Steuerhebel nötig; für die Bedienung sind unter Umständen Steuerschalter mit kombinierten Hebeln für zwei

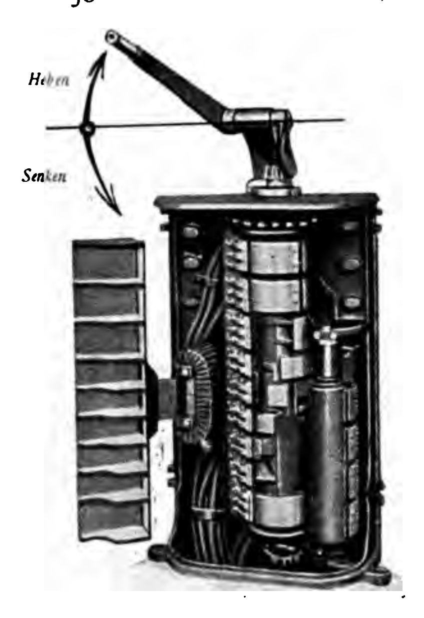


Fig. 124.

Bewegungen (Katzen- und Kranfahren) handlicher (Fig. 125 U). Die zum Steuerschalter gehörigen Widerstände werden entweder mit demselben zusammengebaut (Fig. 126 AEG), oder für sich getrennt an passender Stelle untergebracht. Es ist wünschenswert, den Führerstand möglichst frei zu haben, daher unter Umständen sehr zweckmäßig, die Steuerschalter außerhalb desselben aufzustellen und die Steuerhebel so anzuordnen, daß sie dem Kranführer gut zur Hand liegen. (Fig. 127 St; vgl. auch Taf. XLXI.)

§ 24. Leitungsanlage. Für die Anlage der Leitungen sind nicht allein die Verbandsvorschriften (vgl. Anhang) maßgebend, es sind noch besondere, in den Eigenschaften des Kranbetriebes begründete Rücksichten zu nehmen. Die Leitungen müssen zwar so verlegt sein, daß sie vor zufälliger Berührung geschützt sind, doch sollen sie möglichst sichtbar und der regelmäßig vorzunehmenden Revision und Reinigung jederzeit bequem zugänglich sein. Die Speiseleitung muß vom Flur der Werkstatt aus ausgeschaltet werden können, der Schalter selbst ist vor unberufener Hand entsprechend zu schützen. Der Durchmesser der Hauptkontaktleitung darf mit Rücksicht auf Abnützung und günstige Kontaktverhältnisse der Stromabnehmer nicht unter 6 mm genommen werden, selbst wenn Berechnung von Stromstärke und Spannungsabfall auch weniger zuläßt. Die Leitung ruht in isolierten Leitungsstützen (Fig. 128 AEG, 129 U), welche die Stromabnehmer frei passieren lassen; die einzelnen Drähte sind an ihren Enden mit Spannschlössern zu versehen (Fig. 130 SH). Ist die Leitung oberhalb der Kranbahn (Fig. 135) gespannt, und zwar in einer Höhe *h* (Fig. 135) über der Bedienungsgalerie, welche

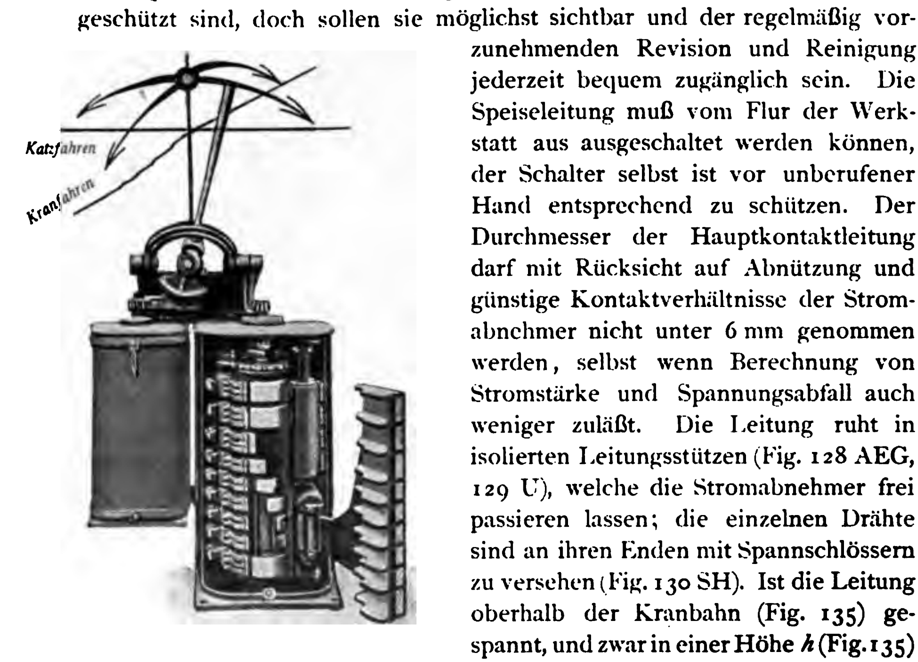


Fig. 125.

Berührung bei gestrecktem Arm gestattet, so ist über die Breite des Kranes ein Schutznetz *S* zu spannen. Liegt die Leitung in der Kehle des Fahrbahnträgers (Fig. 135), so ist der Führerstand entsprechend zu verkleiden. Bei der letzten Anordnung besteht für die Leitungen bei äußerster Laststellung Gefahr durch Kurzschluß infolge Berührung durch das Huborgan, besondere Sicherheitsvorkehrungen sind hier zu treffen. Tritt durch Zufall im Betrieb an dieser Stelle ein Kurzschluß auf, so hat mit Rücksicht auf eventuell vorhandene Ausbrennungen eine eingehende Untersuchung des Huborgans stattzufinden.



Fig. 126.



Fig. 127.

Drehstromleitungen, welche im Freien liegen, führen im Winter durch Eisbildung bisweilen zu Betriebsstörungen, da bei Aufhebung des Kontaktes



Fig. 128.

Fig. 129.

in dem einen Leiter die Sicherungen der beiden anderen durchschlagen. Verwendung von Glyzerin zur Verhütung des Eisansatzes hat sich in der Praxis gut bewährt.

Von den Hauptstromabnehmern (Ausführungsformen s. Fig. 129—132) wird die Leitung zu einer im Führerstand angebrachten Verteilungstafel geführt, deren Anschlüsse sämtlich, vor Staub möglichst geschützt, so übersichtlich und zugänglich anzuordnen sind, daß bequeme Revision und Reinigung von Staub etc. möglich ist. Die Verteilungstafel muß enthalten: Einen Haupt-

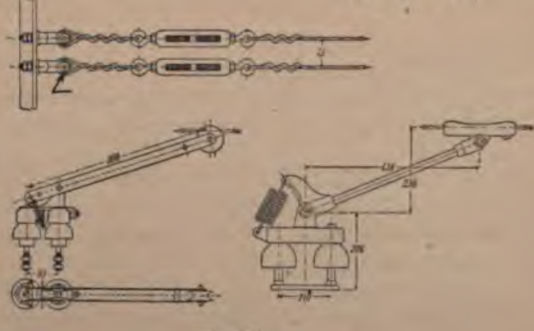


Fig. 130.

schalter mit Sicherung in jedem Motorstromkreis (für Gleichstrom zweipolig, für Drehstrom dreipolig); ferner die für Beleuchtung erforderlichen festen Lampen und zweckmäßigerweise einen Anschluß für 1—2 transportable Lampen für Revisionszwecke. Sogenannte Maximalausschalter an Stelle der Hauptsicherungen sind unter Umständen sehr zweckmäßig, weil sie exakter als die Schmelzeinsätze der Sicherungen unterbrechen und das Einlegen wesentlich schneller geht als das Einsetzen neuer Schmelzeinsätze [1]). Sehr wünschenswert für die Betriebskontrolle sind Spannungs-, Strom- und Leistungsmesser, bei Drehstrom zum Umschalten auf alle Phasen. Wird von der Anbringung derartiger Apparate auf der Verteilungstafel des Führerstandes Abstand genommen, so muß die Anordnung der Anschlüsse so getroffen sein, daß in einfachster Weise, ohne große Unterbrechung des Betriebes, transportable Apparate eingeschaltet werden können.

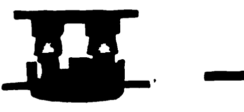


Fig. 131.

Die Schleifleitungen auf dem Kran liegen am besten zwischen den Trägern nahe der neutralen Faser (Fig. 3, Taf. II), sie liegen hier geschützt und der Überwachung sehr günstig. Bezüglich der Sicherung gegen Kurzschluß durch das Huborgan gilt das für die Hauptkontaktleitung Gesagte. Laufen die Drähte am Führerstand vorbei, so ist hier eine geeignete Verkleidung anzubringen. Die Drähte oberhalb der Kranbühne zu spannen (Fig. 133) ist nicht zu empfehlen, weil die Endstützen bei Vibrieren des Kranträgers pendeln und dadurch unter Umständen empfindliche Störungen verursachen.[2]) Stromabnehmer werden mit Rollen- oder Schleifkontakten ausgeführt (Fig. 129—132). Rollenkontakte brauchen verhältnis-

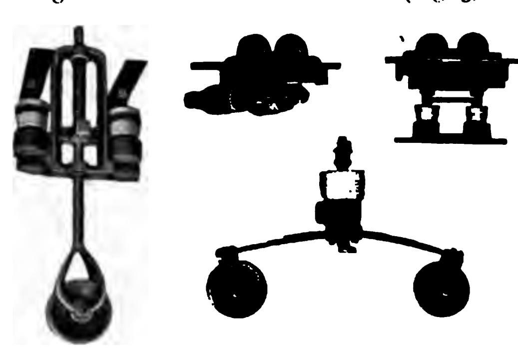


Fig. 132.

[1]) In den meisten Fällen wird die Stromüberlastung lediglich durch zu schnelles Anlassen des Motors (§ 83) oder durch Umschalten auf Gegenstrom verursacht. Tritt eine Störung ein, so sind, bevor irgend etwas anderes geschieht, die Anlasser sämtlich auf Null zu stellen.

[2]) Diagramme von Kranträgerschwingungen s. Fig. 134, dieselben sind auf einem 15 t-Kran in der Mitte der Spannweite genommen. Wie ersichtlich, waren die Schwingungen bei kleinerer Last größer als bei der Normallast. Das Diagramm ist in $^1/_8$ der natürlichen Größe dargestellt.

Fig. 134.

mäßig viel Platz, der nur äußerst selten zur Verfügung steht. Schleifkontakte verursachen nicht selten sehr hohen Bewegungswiderstand der Katze, der sich als schädliche Belastung des Katzfahrmotors unangenehm bemerkbar macht. Sorgfältige Ausführung der Schleifleitungen und des Abnehmers reduzieren diese Verluste ganz erheblich.

Die Verbindungsleitungen von der Verteilungstafel zu den Steuerschaltern, von diesen zu den Widerständen und den Schleifleitungen, und von den Stromabnehmern zu den Motoren und den Bremslüftungsmagneten müssen mit denkbar größter Sorgfalt unter Verwendung nur besten Materials verlegt werden. Die Leitungen sind sichtbar und so übersichtlich anzuordnen, daß bei eventuell auftretenden Störungen die Drähte einzeln verfolgt werden können; Kennzeichnung der Anschlußenden durch besondere Farben ist unter Umständen sehr angebracht. An exponierten Stellen ist die Isolierung vor Verletzung zu schützen. Außer den Kontaktleitungen sollen prinzipiell keine blanken, unisolierten Leitungsteile vorhanden sein; sämtliche Anschlüsse sind durch Schutzkappen zu verdecken; wenn auch häufig die Spannung an sich nicht gefährlich ist, so können bei zufälliger Berührung leicht Unfälle (Abstürzen infolge von Schreck) vorkommen.



Fig. 133.

Bezüglich Anordnung der Motore und Anlasser s. § 18.

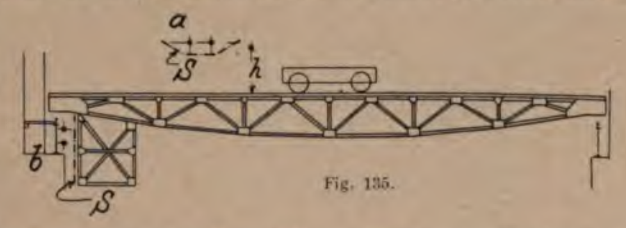


Fig. 135.

§ 25. Der einfache Dreimotorenkran bildet den Ausgang für die Konstruktion großer Krananlagen für die verschiedensten Zwecke, deren Ausführung nur durch die Verwendung der Elektrizität



Fig. 136.

als Betriebsmittel möglich war. In Fig. 136—145 sind einige bemerkenswerte Beispiele angeführt. Vgl. auch § 53.

Fig. 136: Lagerkran der Société Métallurgique in Kamenskoje. Erbauer: Duisburger Maschinenbauanstalt vorm. Bechem & Keetman. Elektrische Ausrüstung: Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.

Tragfähigkeit . . . . 35 t,
Länge der Katzbahn . . . 86 m,
Höhe der Katzbahn über Flur 7 m.

Motorenausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Heben . . .	18 PS bei 1200 Uml./min.	12
Katzen . . .	8 PS bei 1440 Uml./min.	90
Kranfahren .	2 St. à 30 PS bei 960 Uml./min.	75

Betriebsstrom: Drehstrom von 190 Volt Spannung, 100 Wechseln pro Sekunde. (Vgl. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1664.)



Fig. 137.

Fig. 137: Lagerkran der Röchlingschen Eisen- und Stahlwerke, Völklingen a. Saar. Erbauer: Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman. Elektrische Ausrüstung: Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft Berlin.

Tragfähigkeit . . . . 5 t,
Spannweite . . . . 43,3 m,
Höhe der Katzbahn über Flur 11,7/13,75 m.

Motorenausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Heben . . .	35 PS bei 720 Uml./min.	26
Katzen . . .	9 PS bei 960 Uml./min.	120
Kranfahren .	2 St. à 35 PS bei 720 Uml./min.	200

Betriebsstrom: Drehstrom von 400 Volt und 100 Polwechseln pro Sekunde. (Eingehende Beschreibung s. Z. d. V. d. I. 1902, S. 968.)



Fig. 138.

Fig. 138—139: Kohlenverladekran der Firma Hugo Stinnes, Mühlheim a. Ruhr. Arbeitsplatz: Rheinau. Erbauer: Benrather Maschinen-Fabrik. Elektrische Ausrüstung: Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.
Tragfähigkeit 5 t,
Länge d. Katzbahn 108,5 m,
Höhe d. Katzbahn über Flur . . 10,5 m.



Fig. 139.

Motorenausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Heben . . .	60 PS bei 580 Uml./min.	38
Katzfahren .	18 PS bei 975 Uml./min.	150
Kranfahren .	2 St. à 15/18 PS bei 975 Uml./min.	30,6

Betriebsstrom: Drehstrom von 215 Volt und 100 Polwechseln.



Fig. 140.

Fig. 140: Hellingskran für Bremer Vulkan Vegesack. Erbauer: Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman. Elektr. Ausrüstung: Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. Schuckert & Co., Nürnberg.

Tragfähigkeit	6 t	3 t
bei einer Ausladung von	14,75 m,	25,25 m,
Länge der Katzbahn		53 m,
Höhe der Katzbahn über Flur . .		ca. 30 m,
Länge der Kranbahn		184,5 m,
Anzahl Krane: 2.		

Motorenausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Heben . . .	25 PS bei 600 Uml./min.	6 t mit 15 m kleinere Lasten schneller
Katzfahren . .	9 PS bei 600 Uml./min.	30
Kranfahren .	41 PS bei 600 Uml./min.	60

(Vgl. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1663.)



Fig. 141.

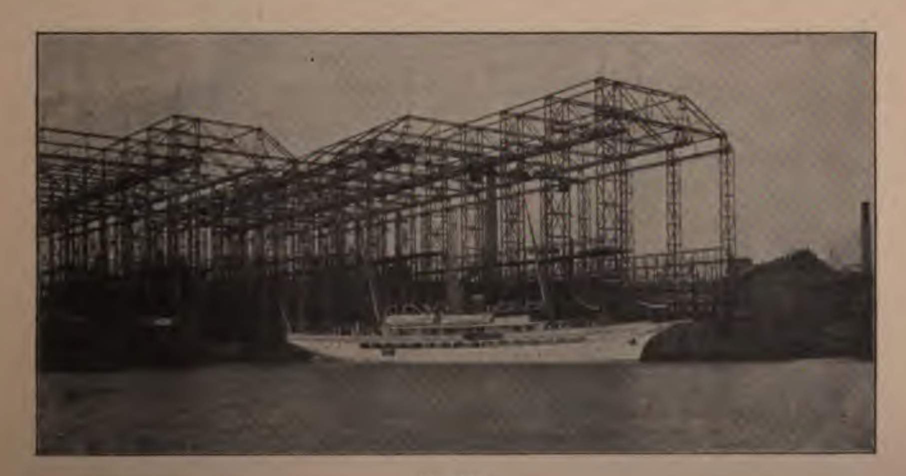


Fig. 142.

Fig. 141—144. Hellingskrane für die Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft Vulkan, Stettin-Bredow. Erbauer: Adolf Bleichert, Leipzig-Gohlis. Elektrische Ausrüstung: Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.

Tragfähigkeit: 4 t.

Spannweite: 2 St. à 6,94 m 2 » » 10,04 »	Spannweite: 2 St. à 11,89 m 2 » » 15,04 »
Länge der Kranbahnen: 140 bis 170 m, Mittlere Höhe über Flur: ca. 37 m,	Gesamtanzahl Krane: 8.



Fig. 143.

Motorenausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Heben . . .	15 PS	10
Katzfahren .	5 PS	26
Kranfahren .	10 PS	90

Stromart: Drehstrom von 500 Volt mit 100 Polwechseln per Sekunde. Vergl. Z. d. V. d. I. 1903, S. 412.



Fig. 144.

Fig. 145: Auslegerlaufdrehkran der Akt.-Ges. Phönix in Laar bei Ruhrort. Erbauer: Ludwig Stuckenholz, Wetter a. Ruhr. Elektrische Ausrüstung: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin.

Tragfähigkeit . . . . . 3000 kg,
Ausladung . . . . . . 6,8 m,
Spannweite . . . . . . 9,2 m.

Motorenausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Heben . . .	17,5 PS	18
Katzfahren .	6 PS	35
Schwenken .	12 PS	3 volle Schwenkungen pro Minute
Kranfahren .	3,6 PS	80

Stromart: Drehstrom von 190 Volt mit 94 Polwechseln pro Sekunde.

Anmerkung: Krane desselben Typus bis zu 16,35 m Spannweite, m Ausladung, 6 t Tragfähigkeit arbeiten in den überdeckten Hellingen Kruppschen Germaniawerft Kiel. (Fig. 145 a).



Fig. 145.

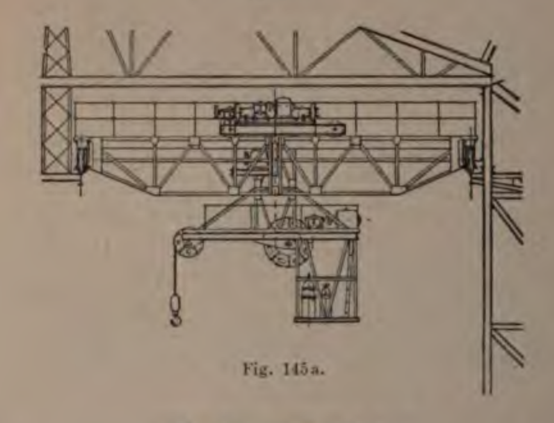


Fig. 145 a.

D. Dampfbetrieb.

§ 26. Der Dampfbetrieb spielt für Laufkrane eine nur untergeordnete Rolle. Fig. 146 (St) gibt als Beispiel einen fahrbaren Bockkran mit enem Dampfkessel. Über Heizfläche, Rostfläche, Wasserinhalt der ssel s. § 61, Dampfmaschinendimensionen und Tourenzahl s. § 58.

Der Antrieb erfolgt ähnlich wie bei Transmissionsbetrieb oder Eintorenkranen, indem die Königswelle durch die Dampfmaschine in ndige Drehung versetzt, und die Bewegung auf die drei Räderwerke rch Wendegetriebe übertragen wird. Ausführung der einzelnen Räderrke, Kettenführung etc. vgl. § 16—17. An Stelle der Reibungskupplungen

der Wendegetriebe finden sich auch häufig Klauenkupplungen, bzw. durch achsiale Verschiebung ein- und ausrückbare Zahnräder, die dann aber nur bei Stillstand oder ganz langsamem Gang der Maschine eingerückt werden dürfen.

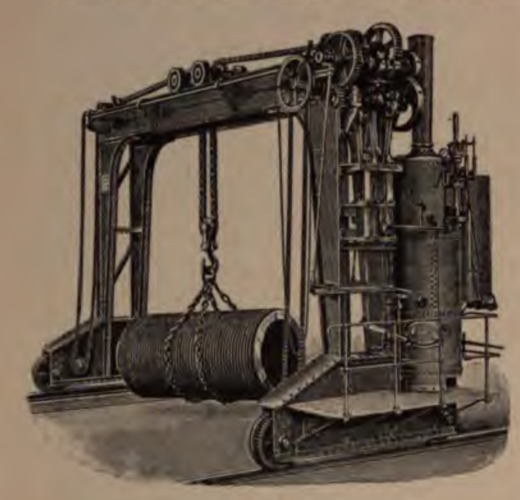


Fig. 146.

E. Gleichzeitige Benützung verschiedenartiger Betriebsmittel.

§ 27. Aus Sicherheitsrücksichten werden bisweilen elektrische Krane mit Hilfsantrieb von Hand versehen, Beispiel einer derartigen Ausführung vgl. Abschn. VI, Beispiel 9. Die Anordnung gestattet im Fall einer längeren Stromunterbrechung nach Einrücken der Handkurbeln sofortige Inbetriebnahme des Kranes als Handkran.

Der in Fig. 147 dargestellte Kran mit hydraulischen Hubzylindern (Fr. Krupp, A.-G., Grusonwerk), benützt zur Druckerzeugung für das Preßwasser auf jeder Kranseite eine Preßpumpe mit je drei Zylindern, welche von einer Dampfmaschine durch Riemen und ausrückbare Klauenkupplung angetrieben wird. Der Fahrgang jeder Kranseite wird durch



Fig. 147.

Zahnräderübersetzung und Wendegetriebe von derselben Dampfmaschine betätigt. Die Katzbewegung geschieht durch Zugketten mit Haspelrad und Handkette. Da jede Seite des Kranes unabhängig für sich bedient wird, so muß mit größter Vorsicht gearbeitet werden. Zum Ausgleich der auftretenden Unregelmäßigkeiten in der Bewegung beider Kranseiten ist der Kranträger pendelnd an den Plungerköpfen aufgehängt.

Beispiel der Vereinigung von hydraulischem mit elektrischem Betrieb s. Fig. 148—150 Gr. Der Kran bedient eine schwere Schmiedepresse, die ausschließlich runde Gegenstände schmiedet. Der Hubzylinder wird mit Preßwasser von 155 Atm. Druck und die Motore zum Katzen- und Kranfahren sowie zum Wenden der Last mit Gleichstrom von 220 Volt betrieben. Die Steuerung des Hubzylinders erfolgt vom Fußboden aus durch einen doppelten Schraubenhahn, der an einer Gebäudesäule in der Nähe der Presse befestigt ist. Die Hubgeschwindigkeit beträgt ca. 3 m in der Minute. Vom Steuerhahn aus wird das Druckwasser durch Gelenkrohre, welche mit Entlüftungs- und Entwässerungsventilen versehen sind, zum Hubzylinder geleitet. Zur Sicherung des Kranes gegen Überlastung durch die Presse dient ein in den Schraubenhahn eingebautes Sicherheitsventil, welches bei 200 Atm. abbläst. Die Steuerapparate der Motore sind seitlich am Kranträger auf einem schwenkbaren Ausleger aufgestellt und werden vom Flur des Preßraumes aus durch Zugketten bedient. Die Geschwindigkeit für das Katzen- und Kranfahren beträgt ca. 20 m in der Minute. Der Sperrhebel, der die Kettenrolle der Wendevorrichtung dreht, macht ca. 40 Hübe in der Minute bei 60° Ausschlag. Die Bewegung erfolgt durch einen nicht umsteuerbaren Nebenschlußmotor. Die Steuerung des Wenders ist so eingerichtet, daß bei einmaligem Zug an der Steuerkette der Hebel auch nur einen Ausschlag macht und dann in seine Ruhelage zurückkehrt.



Fig. 148.

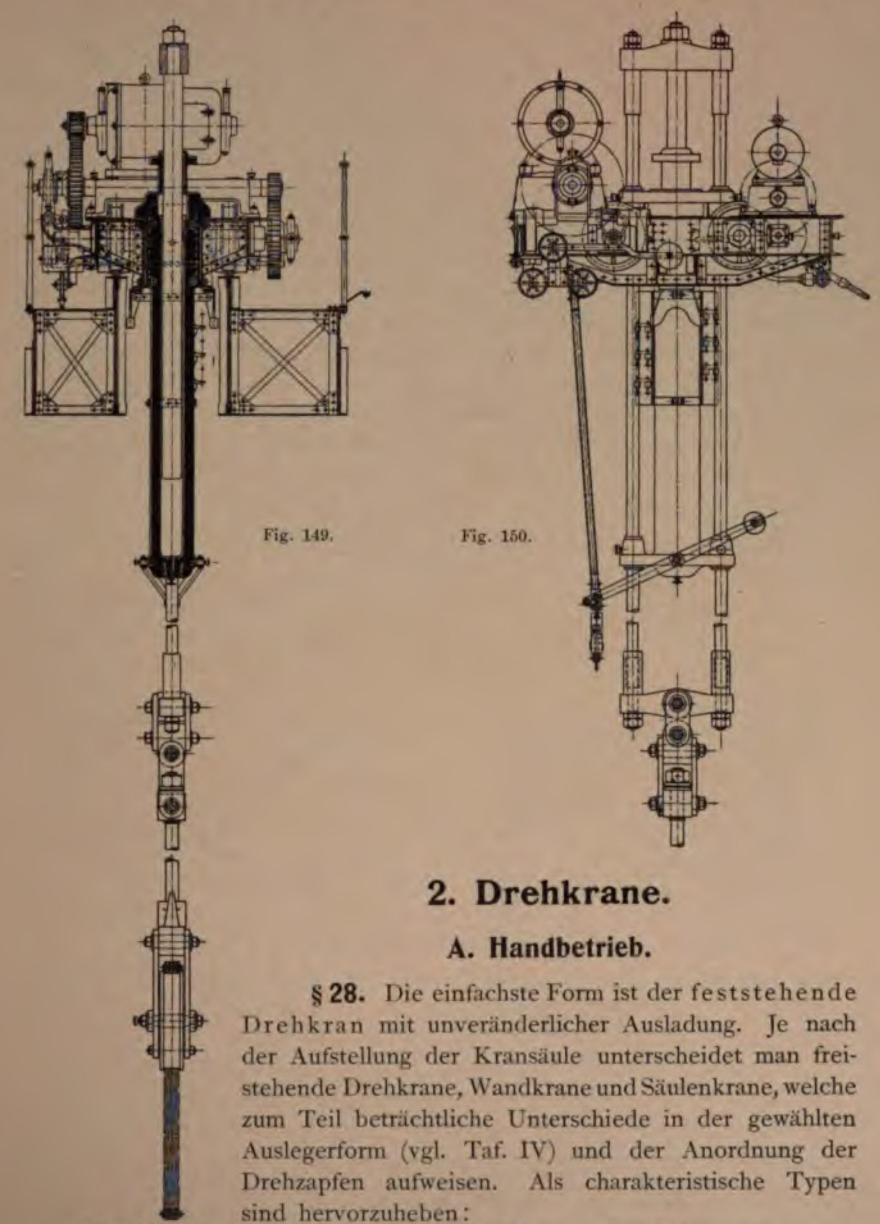


Fig. 149. Fig. 150.

2. Drehkrane.

A. Handbetrieb.

§ 28. Die einfachste Form ist der feststehende Drehkran mit unveränderlicher Ausladung. Je nach der Aufstellung der Kransäule unterscheidet man freistehende Drehkrane, Wandkrane und Säulenkrane, welche zum Teil beträchtliche Unterschiede in der gewählten Auslegerform (vgl. Taf. IV) und der Anordnung der Drehzapfen aufweisen. Als charakteristische Typen sind hervorzuheben:

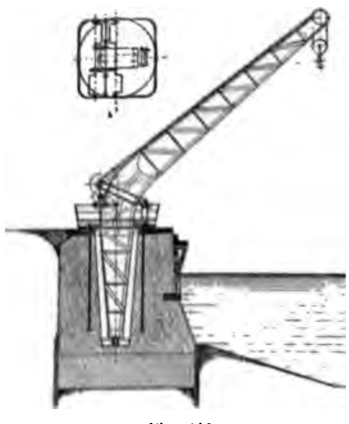
Taf. IV, Fig. 1—4: Kransäule in gußeiserne Grundplatte eingesetzt, fest mit dem Fundament verankert; Druckstrebe des Auslegers aus Holz mit entsprechender Eisenarmierung, Gußeisen, schmiedeisernem Rohr oder Profileisen; Zugstreben aus Rund- oder Flacheisenschienen; Zugschiene und Druckstrebe sind am äußeren Ende des Auslegers durch den Rollen-

bolzen vereinigt und mit dem anderen Ende an das gußeiserne oder schmiedeiserne Windengestell angehängt, welches im oberen Teil ein Spurlager für den oberen Säulenzapfen und unten ein Halslager oder Rollenkranzlagerung enthält.

Taf. IV, Fig. 5: Der Ausleger ist ein Blechträger, welcher das Windwerk und die Lagerung für die Zapfen der Kransäule trägt, die in derselben Weise, wie vorstehend angegeben, aufgestellt ist.

Taf. IV, Fig. 6: Derrikkran. Absteifung der Kransäule durch zwei im Grundriß um ca. 90° versetzte Streben; bei primitiven Ausführungen steht die Kransäule fest, die Auslegerstrebe ist unten gelenkig eingehängt, bessere Ausführungen zeigen drehbare Säule mit unterem Spur- und oberem Halslager.

Fig. 151 (St): Fairbairntypus. Der als Blech- oder Gitterträger ausgeführte Ausleger, an den das Windwerk angebaut ist, ist nach unten im senkrechten Teil verlängert und trägt am unteren Ende ein Spurlager sowie etwas unter Flur die Lagerstelle für den Rollenkranz.


Fig. 151.

Taf. IV, Fig. 7—8: Wandkran mit getrennt aufgestellter Winde; eine eigentliche Kransäule ist nicht vorhanden, der Ausleger trägt die Drehzapfen, die Lager sind in der Wand bzw. im Fundament fest verankert.

Taf. IV, Fig. 10—11: Wandkrane mit eingebautem Windwerk. Auch hier ist keine eigentliche Kransäule vorhanden, der Kranträger selbst trägt die Drehzapfen.

Taf. IV, Fig. 12—13: Säulenkrane; Stützpunkt bildet eine vorhandene Gebäudesäule, welche mit den erforderlichen Lagerkonstruktionen zu versehen ist.

Das Schwenken des Kranes erfolgt für leichte Ausführung durch entsprechenden Zug am Lasthaken oder an einer besonderen Zugkette (Fig. 12, Taf. IV), schwerere Krane erhalten ein besonderes Schwenkwerk, bestehend aus einem im Fundament verankerten Zahnkranz mit Innen- oder Außenverzahnung, welcher dem im Krangestell gelagerten Zahntrieb als Widerlager für die Drehung dient.

Drehkrane für Gießereizwecke verlangen meistens veränderliche Ausladung und möglichst freies Arbeitsfeld unterhalb des Auslegers (Fig. 9—13, Taf. IV).

Die Einleitung der Katzbewegung erfolgt wie bei Handlaufkranen ([illegible] 13).

Bezüglich des Windwerks gilt im Wesentlichen der Inhalt des § 14. In der Anordnung desselben hat man hier nicht die Freiheit wie bei Laufkranen, weil der Aufbau der Winde sich nach dem Kranträger zu richten hat; der Unterschied der Anordnung geht aus dem Vergleich der Fig. Taf. IV mit den Fig. 88—99 hervor.

§ 29. Für Aufräumungs- und Handhabungszwecke in Werkstätten werden vielfach fahrbare Drehkrane benötigt; dieselben werden entweder freistehend mit doppelspurigem Unterwagen oder als sog. Velozipedkrane mit einspurigem Unterwagen und Oberwagen ausgeführt (Taf. IV, Fig. 14 bis 18, Fig. 152 Br). Zur Sicherung der Stabilität erhält die erste Gattung verhältnismäßig große Spurweite (Normalspur der Eisenbahn = 1435 mm) und reichlich bemessenen Radstand; außerdem sind meistens feste oder verstellbare Gegengewichte angeordnet. Bei Anheben der Maximallast wird vielfach außerdem der Kranwagen gegen den Boden abgesteift oder durch Zangenschrauben (Fig. 15, Taf. IV) an den Schienen des Geleises verankert. Velozipedkrane erfordern Standsicherheit nur in der Fahrtrichtung, seitlich wird die Stabilität durch die Schienen und Spurkränze bzw. durch besondere Stützrollen (Fig. 152 Br) gesichert. Krane, deren Laufschienen auf geneigtem Terrain liegen (Hofkrane), müssen mit sicheren Fahrbremsen ausgerüstet sein, die meistens als Backenbremsen direkt an den Laufrädern angreifen.

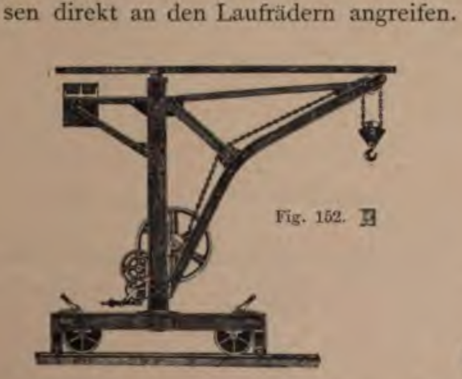


Fig. 152. Br

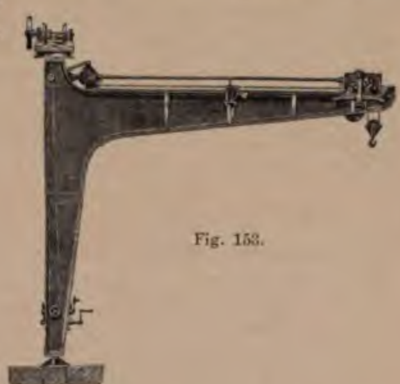


Fig. 153.

Das Fahrwindwerk ist entweder getrennt vom drehbaren Ausleger angeordnet (Fig. 17, 18, Taf. IV), oder mit dem Lastwindwerk zusammen an denselben angebaut. In diesem Fall muß die Übertragung der Bewegung auf die betr. Laufradachse durch eine Welle geschehen, welche zentrisch durch die Kransäule hindurchgeht.

Im Eisenbahnbetrieb sind vielfach Krane in Benützung, welche zu Handhabungsarbeiten auf der Strecke etc. benützt werden. Für dieselben ist die zum Einfügen in einen Güterzug erforderliche Wagenkonstruktion maßgebend; der Ausleger muß in der Fahrtrichtung festgestellt werden können; es darf kein Konstruktionsteil über das für Eisenbahnwagen vorgeschriebene lichte Durchfahrtsprofil hinausragen.

B. Transmissionsbetrieb.

§ 30. Ortsfeste Drehkrane können in bequemer Weise von der Transmission mittels Riemens angetrieben werden (Fig. 153 Br). Die Bewegung wird zunächst auf eine zu den Schwenkzapfen zentrische Achse übertragen, von welcher aus die Weiterleitung auf die einzelnen Räderwerke erfolgt.

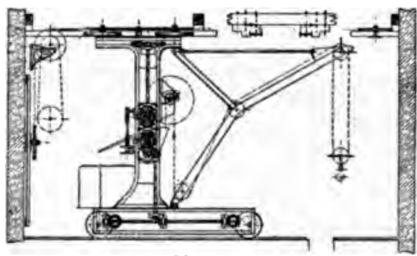


Fig. 154.

Fahrbare Transmissionskrane erhalten Seilantrieb, der natürliche Aufbau führt zur Ausführung als Velozipedkran (Fig. 154 St, 155 L, 156 Br). Bezüglich der Seilanordnung, Ausrückvorrichtung für das Seil etc. vgl. § 15). Auch hier liegt, wie bei den ortsfesten Kranen, zwecks Erzielung unbegrenzten Schwenkbereiches die Hauptantriebswelle zentral und arbeitet auf eine Königswelle, welche die erforderliche Anzahl Wendegetriebe trägt. Bei manchen Ausführungen sind aus praktischen Gründen die Wendegetriebe nicht auf einer besonderen Königswelle vereinigt, sondern an passende Abzweigstellen der Hauptantriebswelle gelegt (Fig. 155 L, 156 Br), das gilt insbesondere für den Antrieb des Fahrganges.

Bei Kranen mit zentraler Antriebswelle und unbegrenztem Schwenkbereich ist das Lastwindwerk an den die Kransäule umfassenden Ausleger angebaut. Bei exzentrisch zu den Schwenkzapfen liegender Antriebswelle (Fig. 154 St) ist das Windwerk an die feststehende Kransäule angebaut,

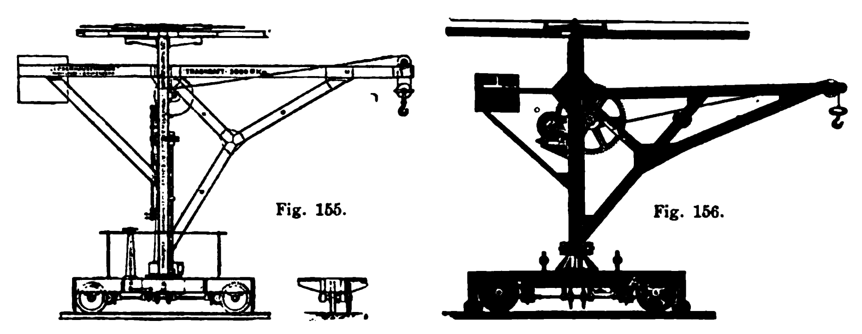


Fig. 155. Fig. 156.

der Schwenkbereich ist begrenzt. Das Huborgan muß auf eine längere Strecke zentrisch zur Schwenkachse verlaufen, um unkontrollierbare Beanspruchungen desselben bei seitlich ausgeschwenktem Ausleger zu verhüten. Zur Erhöhung der Standsicherheit finden sich häufig Gegengewichte am rückwärts verlängerten Ausleger (Fig. 155, 156).

Wie für Laufkrane, so ist auch für Drehkrane der Transmissionsantrieb veraltet.

C. Dampfbetrieb.

§ 31. Mit Rücksicht auf die Dampfversorgung sind zu unterscheiden: Krane mit Dampfzuführung von außen und Krane mit eigener Kesselanlage. Im ersten Fall erhält der Kran eine zu den Schwenklagern zentrische Drehstopfbüchse für die Dampfzuleitung (Fig. 157 St), welche bequem zugänglich angeordnet und in axialer Richtung gegen Herausschleudern durch den Dampfdruck gesichert sein muß (Fig. 5, Taf. XII). Erhält der Kran einen eigenen Dampfkessel, so wird derselbe vielfach so angeordnet, daß er dem Ausleger als Gegengewicht dient. In diesem Fall muß der Kessel mit Maschine und Führerstand mit dem Ausleger schwenken (Fig. 158, 159 Gr, 160 St). Die so bedingten großen Gewichte schließen einfaches Spurlager zur Aufnahme der Vertikaldrucke aus, die Plattform erhält besondere Unterstützungsrollen (Drehscheibenanordnung, Fig. 160 St). Häufig ist es erwünscht, die Lage des Führerstandes zum Geleis für alle Auslegerstellungen nicht zu ändern. Es werden dann Kessel und Maschine fest auf der Bühne des Kranwagens montiert, der Ausleger, welcher meistens ein besonderes Gegengewicht erhält, schwingt frei über Kessel und Führerstand hinweg und erhält die in Fig. 162 Dbg, 163—166 St gegebenen typischen Formen. Der Ausleger von Kranen mit schwenkender Plattform ist in seiner Form davon abhängig, ob der Platz unterhalb des Trägers beansprucht wird oder nicht (Fig. 161 Gr, 168 Dbg), ob derselbe, wie z. B. bei Kaikranen (Fig. 159 Gr) wegen des Passierens geschlossener Güterwagen (lichtes Eisenbahn-Normalprofil) frei bleiben muß, oder ob Katzbewegung (Fig. 160 St), bzw. Verstellung der Ausladung vorzusehen ist. Bei Entwürfen fahrbarer Krane sind stets vor Festlegung der Auslegermasse genaue Erhebungen bezüglich der auf dem ganzen Verkehrswege des Kranes vorhandenen Verengungen des Durchfahrtsprofiles anzustellen.

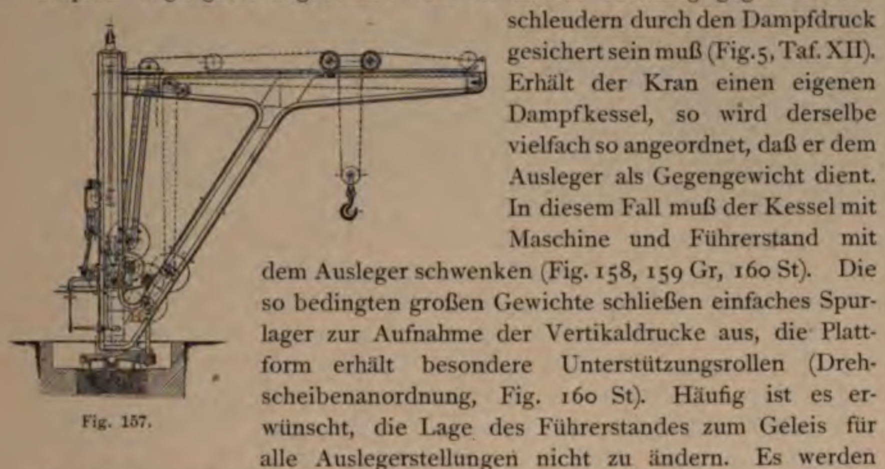


Fig. 157.



Fig. 158.

Nähere Angaben über die verwandten Kesselsysteme s. § 61.



Fig. 159.

§ 32. Hinsichtlich der Wirkungsweise des Dampfes sind zwei Systeme verbreitet: Dampfmaschine mit Kurbelwelle (Fig. 157—172) und Dampfzylinder mit Rollenzuganordnung (Fig. 173); vgl. auch Abschn. VI Beisp. 3, Taf. XI u. XII.

Die Dampfmaschine mit Kurbelwelle wird durchweg als Zwillings-Auspuffmaschine ausgeführt, die in beliebiger Stellung an das Rahmenwerk des Auslegers, des Windwerks oder der Plattform des Führerstandes angebaut werden kann. Über Dimensionierung der Zylinder, Tourenzahl etc. vgl. § 58. Zur Vermeidung ungünstiger Massenwirkung sollen die Zylinderachsen möglichst dicht aneinander gelegt werden. Die Maschine muß in jeder Kurbelstellung unter Vollast anziehen, die Füllung für den Anlauf muß daher größer als 50% sein. Sind Schwungräder vorgesehen (Fig. 160, 164, 166, vgl. § 59), so kann die Füllung nach dem Anlaufen unter Umständen beträchtlich reduziert werden. Wenn für die Übertragung der Bewegung auf die einzelnen Räderwerke Friktionswendegetriebe wie bei Laufkranen (vgl. § 16, 17) vorgesehen sind, so läuft die Maschine nur in einer Richtung, die Steuerung erfolgt durch einfachen Muschelschieber, die Tourenzahlregulierung durch Drosselung des Admissionsdampfes (Manövrierschieber, s. Taf. XIV, Fig. 1). Die Reduktion der Füllung wird am zweckmäßigsten mit Hilfe von Kulissensteuerungen (Stephenson, Allan, Gooch) vorgenommen, weil dieselben in der Handhabung sehr einfach sind und auch zum Umsteuern sich vorzüglich eignen. Krane mit Umsteuermaschinen haben meistens keine Wendegetriebe, die einzelnen Räderwerke werden bei stillgesetzter Maschine (Kulisse auf Totpunkt) durch Klauenkupplungen oder axial verschieb-

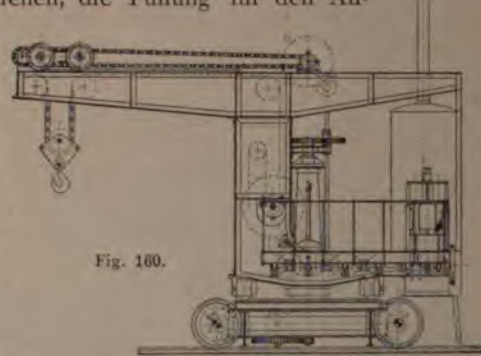


Fig. 160.



Fig. 161.

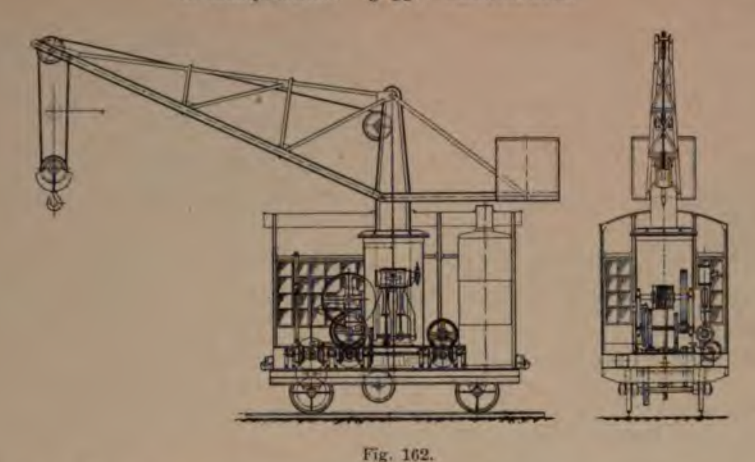


Fig. 162.

bare Zahnräder eingerückt. Als auszuführende Bewegungen kommen für Dampfdrehkrane in Frage: Heben und Senken der Last, Schwenken, Katzen bzw. Verstellung der Ausladung des Auslegers und Fahren. Bei dem verschiedenen Verwendungszweck tritt die eine oder andere dieser Bewegungen in den Hintergrund, oder fällt ganz fort.



Fig. 163.

§ 33. Lastwindwerk. Dasselbe ähnelt in seiner Anordnung für leichtere und mittlere Größen dem feststehenden Windwerk der Transmissions- und Einmotorenlaufkrane (§ 16, 17). Es sind ein bis zwei Vorgelege vorhanden, deren eines die bei ausgerückter Hubkupplung in Tätigkeit tretende, meistens mit dem Fuß zu lösende Haltebremse (Gewicht) trägt; auch hier sind, wie bei Laufkranen, bisweilen auswechselbare Übersetzungen für schnellen Gang bei leichteren Lasten vorzusehen. An Stelle von Stirnräderübersetzungen findet für schwerere Ausführungen häufig das Schneckengetriebe Verwendung (Fig. 170—172 Dbg, Z. 1902, S. 1657, Taf. XXI, Fig. 1). Der Axialdruck der Schnecke wird durch entsprechende Drucklagerkonstruktion

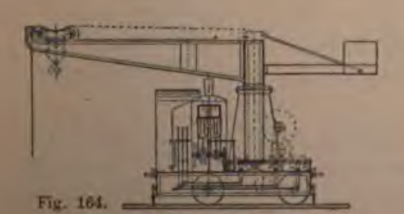


Fig. 164.



Fig. 165.

(Fig. 1, Taf. XXI) oder durch Zwillingsanordnung mit Rechts- und Linksgewinde (Fig. 171) aufgenommen.

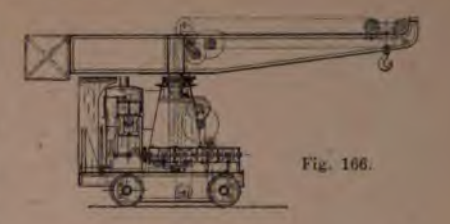


Fig. 166.

Als Huborgan stehen allgemein Seil und Gliederkette, seltener Gallsche Kette in Verwendung. Bei Kranen mit schwenkender Plattform (Drehscheibenkrane) bietet die Seil- oder Kettenführung keine Schwierigkeit (Fig. 168 Dbg). Anordnung für Gallsche Kette vgl. Fig. 160 St. Bei feststehendem Windwerk muß das Huborgan auf eine längere Strecke zentrisch zur Schwenkachse durch die hohle Kransäule hindurch geführt werden, weil sonst Schwenken des Auslegers unmöglich ist. Gallsche Kette kann in diesem Falle überhaupt nicht verwandt werden. Der Schwenkbereich des Kranes ist je nach der Länge des axial geführten Teiles des Huborgans mehr oder minder beschränkt, wenn nicht der Einbau von Drallausgleichern (Taf. XVI, Fig. 6) möglich ist. Ist auch vielfach Schwenken um 360° ausführbar, so muß doch immer Bewegungsumkehr eintreten, damit das Huborgan nicht starken Verdrehungen unterliegt.



Fig. 167.

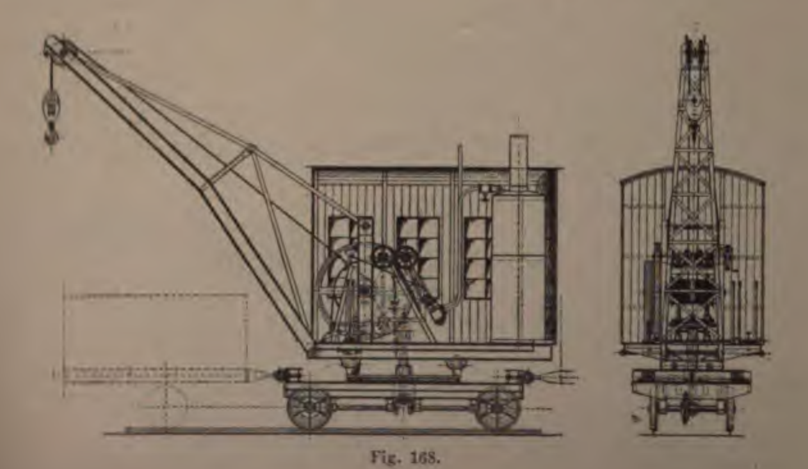


Fig. 168.

§ 34. Veränderung der Ausladung. Dieselbe wird erreicht entweder durch Anordnung einer verschiebbaren Laufkatze oder durch Verstellung des entsprechend konstruierten Auslegers. Die Verschiebung der Laufkatze erfolgt durch einen Kettenzug, ähnlich wie bei Laufkranen. (Fig. 160 St, 166 St.) Bei Kranen mit feststehendem Windwerk ist die Bewegungsübertragung von der Königswelle zur Treibkettenscheibe der Katzenzugkette schwierig (Beispiel s. Fig. 166 St) und kann nur durch Vermittlung eines lose um die Säule drehbaren doppelten Zahnkranzes erfolgen, dessen unteres Element mit dem Wendegetriebe in Verbindung steht, während das obere Element die Bewegung weiter auf das Kettenfahrwerk überträgt. Beim Schwenken des Auslegers muß das Katzfahrwerk ausgerückt sein, weil das mittlere Rad des Wendegetriebes vom schwenkenden Ausleger angetrieben wird und leer mitlaufen muß.

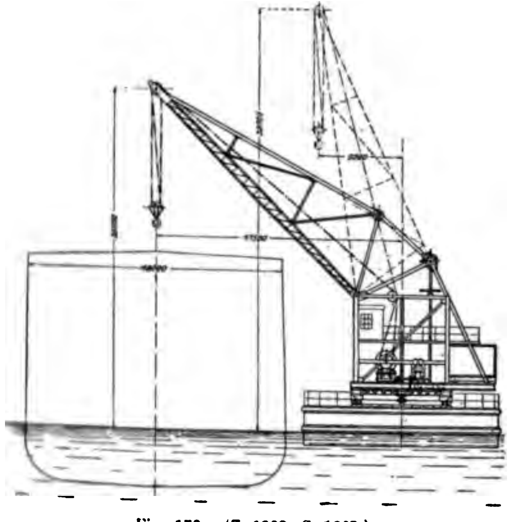


Fig. 169.

Die Verstellung des Auslegers kann mittels Seil- oder Kettenzuges oder durch Spindelkonstruktion vorgenommen werden. Für die Ausführung ist von Wichtigkeit, ob der Ausleger während der Lastbewegungen in seiner Stellung bleibt, oder ob im ständigen Betriebe Radialbewegung der Last verlangt wird: Bei fahrbaren Hofkranen nach dem System der Fig. 161 bestehen mit Rücksicht auf Standsicherheit für die verschiedenen Ausladungen Lastgrenzen, welche durch ein mit dem Auslegerzugwerk gekuppeltes Zeigerwerk angezeigt werden müssen. Beispiele für die Verstellung des Auslegers unter Last mittels einer bzw. zweier Spindeln vgl. Fig. 167, 169 (Dbg). Für Einleitung der Bewegung ist in diesem Falle auf der Königswelle ein besonderes Wendegetriebe angeordnet.

Handhabungskrane mit Ausleger, ähnlich Fig. 161, erhalten bisweilen eine Vorrichtung zur Verstellung der Ausladung von Hand, um selbst unter schwierigen Platzverhältnissen frei schwenken zu können.

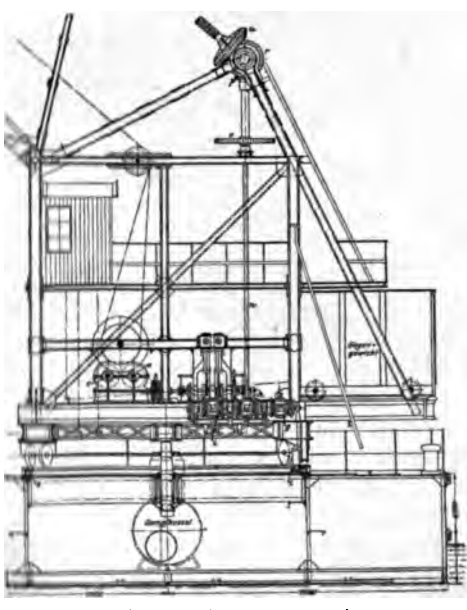
§ 35. Schwenkwerk. Die Anordnung hängt davon ab, ob der Kran als sogenannter Drehscheibenkran ausgeführt wird, oder ob die Stützung des Auslegers etc. lediglich durch die Säule erfolgt. Die Drehscheibenkrane (Fig. 158—161, 168—172) nehmen das Kippmoment des Auslegers und die Vertikallasten durch eine zur Schwenkachse zentrische Laufschiene und eine entsprechende Anzahl Unterstützungs-(Lauf-)Rollen auf, während die Säule vorwiegend zur Zentrierung des Systems dient. Bei den Kranen


Fig. 170. (Z. 1902, S. 1662.)

ohne Schienenkranz und Laufrollen hat die mit dem Kranträger fest verbundene Säule durch zwei möglichst weit auseinander gelegte Lagerstellen (Fig. 162—167) das Kippmoment des Auslegers auf entsprechend angeordnete Stützlager und die Vertikallasten durch einen ev. als Kammzapfen auszubildenden Spurzapfen auf das im Unterbau befestigte Spurlager zu übertragen. Zur Aufnahme der Lager sind, sofern nicht Gebäudeteile deren Anbringung gestatten, kräftige Ständerkonstruktionen erforderlich (Fig. 164—166 St), welche die drehbare Säule umschließen.

Bei ortsfesten Kranen steht bisweilen auch die Säule fest und wird von dem Ausleger, welcher die erforderlichen Lagerkonstruktionen trägt, umschlossen (Fig. 157 St).

Zur Einleitung der Schwenkbewegung erhalten die Drehscheibenkrane meistens einen innen oder außen verzahnten Zahnkranz, welcher häufig mit dem Laufschienenkranz vereinigt ist. Mit diesem Zahnkranz steht ein Triebrad im Eingriff, welches in der schwenkbaren Bühne gelagert ist und durch ein Wendegetriebe von der Königswelle aus angetrieben wird. An Stelle des Zahnkranzes werden auch bisweilen, besonders bei Kranen mit Stützsäulen (Fig. 162 bis 166) Räder von verhältnismäßig kleinem Durchmesser verwandt, welche zur Erreichung der erforderlichen großen Übersetzung von der Königswelle her Einbau eines Schneckentriebes bedingen. In diesem Falle können bei Ausrücken des Schwenkwerkes infolge der Selbstsperrung des Schneckentriebes einer-


Fig. 171. (Z. 1902, S. 1664.)

seits und der Massenwirkung des schwenkenden Auslegers anderseits leicht Zahnbrüche stattfinden. Zur Sicherung empfiehlt sich die Anordnung von Zahnrädern, welche auf die Kransäule aufgeklemmt werden (vgl. Abschnitt VI, Beisp. 5 und 7) und bei zu hohem Zahndruck gleiten können.

Über Schwenkzylinder mit Rollenzuganordnung s. Abschn. VI, Beisp. 3.

§ 36. Fahrwerk. Soll der Kran nur ausnahmsweise verfahren werden, so begnügt man sich damit, die Bewegung von Hand vorzunehmen. Der Antrieb erfolgt in ähnlicher Weise, wie in Fig. 17, Taf. IV angegeben. Das Fahrwerk von Kranen, welche häufiger den Platz wechseln, erhält seinen Antrieb in bekannter Weise von der Königswelle (Fig. 161—168). Bei den Drehscheibenkranen muß die Antriebswelle für das Fahrwerk durch die hohle Kransäule hindurchgehen, damit der Kran frei schwenken kann. Hat der Kran Rangierzwecken zu dienen, so werden alle vier Laufräder angetrieben, der Kranwagen ist mit Buffer- und Zughakeneinrichtung auszurüsten. Werden federnde Achsbüchsen vorgesehen, so muß bei Anordnung des Antriebes auf die Relativbewegung von Laufachse zum Wagengestell Rücksicht genommen werden. Zweckmäßig ist die Anordnung von Fahrbremsen, welche an den Laufrädern angreifen und gestatten, den Kran festzustellen.

Über Standsicherheit b. schweren Lasten vgl. § 29.

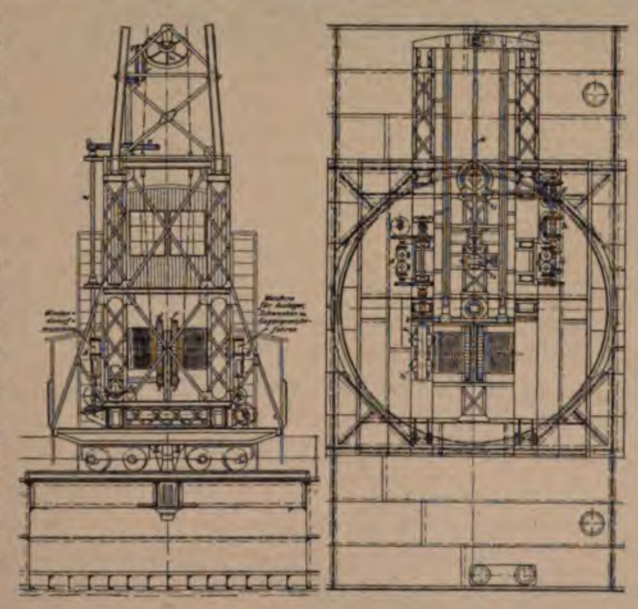


Fig. 172. (Z. 1902, S. 1664).

§ 37. Krane ohne Vertikalbewegung. In Hüttenwerken werden zum Transport der Stahlblöcke aus den Gießhallen zu den Glühöfen sog. Chargierkrane verwendet, welche keine Vertikalbewegung ausführen (Beispiel der Anordnung s. Fig. 174 St): Der Ausleger ist mit einer Rollenbahn versehen, auf welche die Blöcke aufgelegt werden. Zum Einbringen derselben in die Öfen dient ein Stempel mit Zahnstange, welcher durch ein besonderes Windwerk mit Wendegetriebe von der Königswelle aus angetrieben wird. (Vgl. auch § 53).

D. Druckwasserbetrieb.

§ 38. Drehkrane mit Druckwasserbetrieb sind meistens ortsfest, die Fahrbewegung spielt, wenn sie vorgesehen ist, eine nur untergeordnete Rolle (Hafenkrane) und wird dann nicht hydraulisch vorgenommen. Demnach kommen für Druckwasserbetrieb nur in Frage: Heben und Senken, Schwenken und Veränderung der Ausladung. Für alle drei Bewegungen ist die Arbeitsweise des Wassers die gleiche: durch besondere Steuerungsorgane reguliert, wirkt es auf einfach- oder doppeltwirkende Kolben, deren Bewegung direkt oder indirekt durch Zwischenschaltung von Seil- oder Kettenzügen für die beabsichtigte Bewegung der Last ausgenützt wird: für Schwenken und Katzfahren sind sehr häufig keine Druckzylinder vorgesehen, die Bewegung der Last erfolgt durch Ziehen am Haken in der gewünschten Richtung (Fig. 175 Gr). Für Lösch- und Ladezwecke (Hafenkrane) ist die Ausladung fast immer unveränderlich (Fig. 187 St, 188, 189 Dgr).



Fig. 173.



Fig. 174.

§ 39. Hubzylinder. Einfachste Anordnung ergibt die Ausführung von Zylinder und Plunger als Kransäule (Fig. 175 Gr); dabei kann der Zylinder mit dem Fundament verankert sein und der Kolben einen Teil des Auslegers bilden, oder der Kolben als feststehende Säule ausgeführt werden, um die sich der mit dem Ausleger fest verbundene Zylinder dreht. Bei dieser Anordnung muß der Kolben bzw. Zylinder das gesamte Kippmoment aufnehmen und ist dementsprechend zu berechnen, sowie nach Möglichkeit durch Gegen-



Fig. 175.

gewicht zu entlasten; außerdem ist für genügend lange Führung zu sorgen. Zur Verringerung des Schwenkwiderstandes wird häufig der Ausleger mit besonderem Schwenklager (Fig. 176) ausgeführt. — Infolge der Biegungsbeanspruchung des Kolbens erhalten die Krane nach Fig. 175 große Kolbendurchmesser und verbrauchen verhältnismäßig viel Druck-

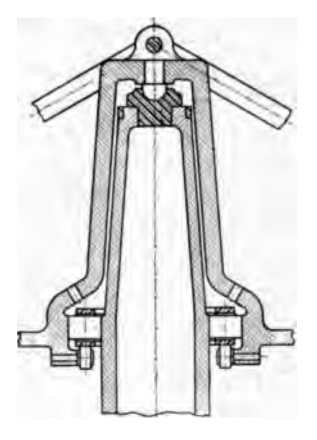


Fig. 176.

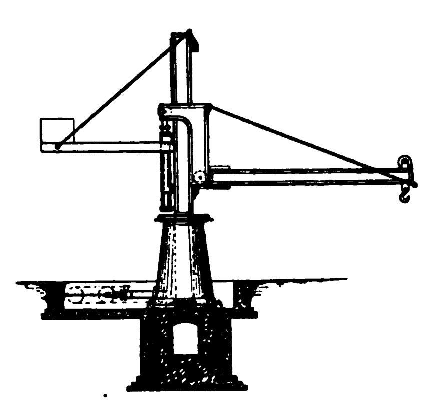


Fig. 177.

wasser; günstiger ist in dieser Beziehung die Ausführung mit selbständiger Kransäule, an welcher der mit Rollen auf Schienen geführte Ausleger auf- und abgleitet (Fig. 177 St, siehe auch Tafel XV). Der Hubzylinder ist an die Kransäule angebaut, der Plungerkopf greift direkt am Führungsholm des Auslegers an. Bei größerer Hubhöhe ist eine Übersetzung einzuschalten (Taf. XV), die gleichzeitig den Vorteil frostsicherer Lagerung des Zylinders bietet.

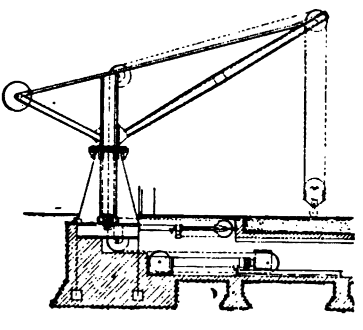


Fig. 178.

Der auf- und abgehende Ausleger muß bei der Zylinderberechnung als tote Last berücksichtigt werden und bedingt durch den größeren Kolbenquerschnitt verhältnismäßig ungünstigen Wasserverbrauch. Die Anordnungen Fig. 178 bis 183 St, 184—185 Gr besitzen diesen Nachteil nicht, hier tritt als tote Last nur das Belastungsgewicht des Hakens, welches zum Straffhalten des Huborganes beim Senken des leeren Hakens erforderlich ist, auf. Der Zylinder wird, falls er nicht getrennt vom Ausleger frostsicher im Fundament untergebracht werden soll, an den drehbaren Ausleger so angesetzt, daß der Plunger nach oben austritt, damit er beim Ablassen des leeren Hakens durch sein Eigengewicht in den Zylinder zurücksinkt. Horizontal an-

gesteuerten Zylinder bedingen bei leichten Kranen für hohe Hubhöhen (Speicherkrane), die große Übersetzungen verlangen, häufig die Anordnung von [illegible] zur Einleitung der Abwärtsbewegung des leeren Hakens (Fig. 136 [illegible]).

Zur Ersparung von Druckwasser werden bisweilen Hubmaschinen mit Einstellung für mehrere Laststufen verwandt. Dieselben bestehen entweder aus einer Anzahl selbständiger Zylinder, welche auf ein gemeinsames Querhaupt arbeiten und in verschiedener Gruppierung so eingestellt werden können, daß die Druckresultante für die verschiedenen Laststufen durch denselben Druckmittelpunkt hindurchgeht, oder aus mehreren, einander teleskopartig umschließenden Hohlzylindern, deren ringförmige Hohlräume gegeneinander abgedichtet sind und gleichfalls den verschiedenen Laststufen entsprechend in bestimmter Gruppierung gesteuert werden können. Der Vorteil, der durch diese Anordnung erreicht wird, liegt nicht allein in dem Anpassungsvermögen der Krane, sondern auch in der Möglichkeit, beim Lastsenken einen Teil des Druckwassers wieder in die Hochdruckleitung zurückpressen zu können. Die einzelnen Laststufen zu klein zu wählen, hat für Krane wegen Komplizierung der Steuerung, Vermehrung der Konstruktionsteile und Schwierigkeit der Überwachung große Bedenken. Kombinationen [illegible]

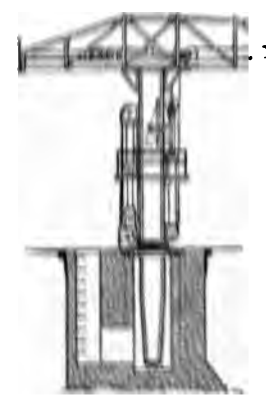


Fig. 1[illegible]



[illegible]

§ 40. [illegible] Veränderung der Ausladung [illegible]

zur Verminderung des Kolbenhubes eine Übersetzung eingeschaltet. Als Übersetzungsmittel sind Zahnstange in Verbindung mit einem Räderwerk und horizontalem Kettenzug und Rollenzugsanordnung gebräuchlich (Fig. 184 Gr, Fig. 179 St). In letzterem Fall treten an Stelle des doppeltwirkenden Zylinders zwei Plungerzylinder, welche nebeneinander auf dem Kranträger angeordnet sind (Fig. 179, 180 St).

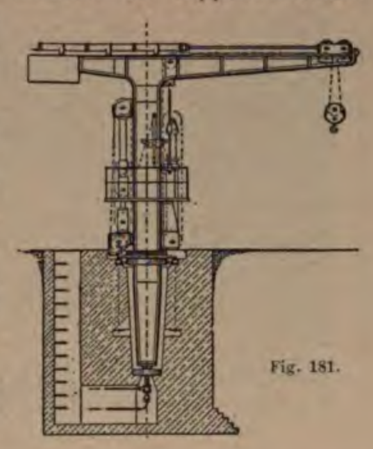


Fig. 181.

§ 41. Schwenkzylinder. Das Schwenken kann durch einen doppeltwirkenden Zylinder geschehen (Fig. 185 Gr), welcher mittels Zahnstange und Ritzel die Bewegung auf das in einen festgelagerten Zahnkranz eingreifende Planetenrad des Schwenkwerkes überträgt. Häufiger ist die Ausführung von zwei Plungerzylindern, die abwechselnd auf eine Kette (Drahtseil) wirken, welche, um eine entsprechend angeordnete Treibscheibe geführt, die Schwenkbewegung einleitet. Die Zylinder können an den Ausleger angebaut sein, so daß sie an der Schwenkung teilnehmen (Fig. 179—182 St), oder auch im Fundament getrennt vom Krangestell untergebracht sein (Fig. 178, 186 St). Im ersten Fall ist die Treibscheibe auf die feststehende Kransäule aufgekeilt, steht also fest, im zweiten Falle (Fig. 178, 186 St) sitzt sie auf der drehbaren Säule.



Fig. 182.

Zur Verhütung von Stößen bei Verwendung von Gliederketten und zur Sicherung der Bewegung bei Verwendung von Drahtseil ist das Zugorgan stets genügend gespannt zu halten. Zu diesem Zwecke werden die Drehzylinder stehend mit abwärtswirkenden Kolben angeordnet.

Zur Abschwächung eventuell auftretender Stöße werden die Enden des Zugorganes mit Buffern (Taf. X, Fig. 4) versehen.

§ 42. Rohrleitung auf dem Kran etc. Die Steuerzüge sind so anzubringen, daß sie bei bequemer Handhabung der Bedienung die Verfolgung der bewegten Last mit den Augen gestatten. Die Schieber, welche der Abnutzung am meisten ausgesetzt sind, müssen der Überwachung bequem zugänglich sein und erforderlichenfalls leicht abgenommen werden können.

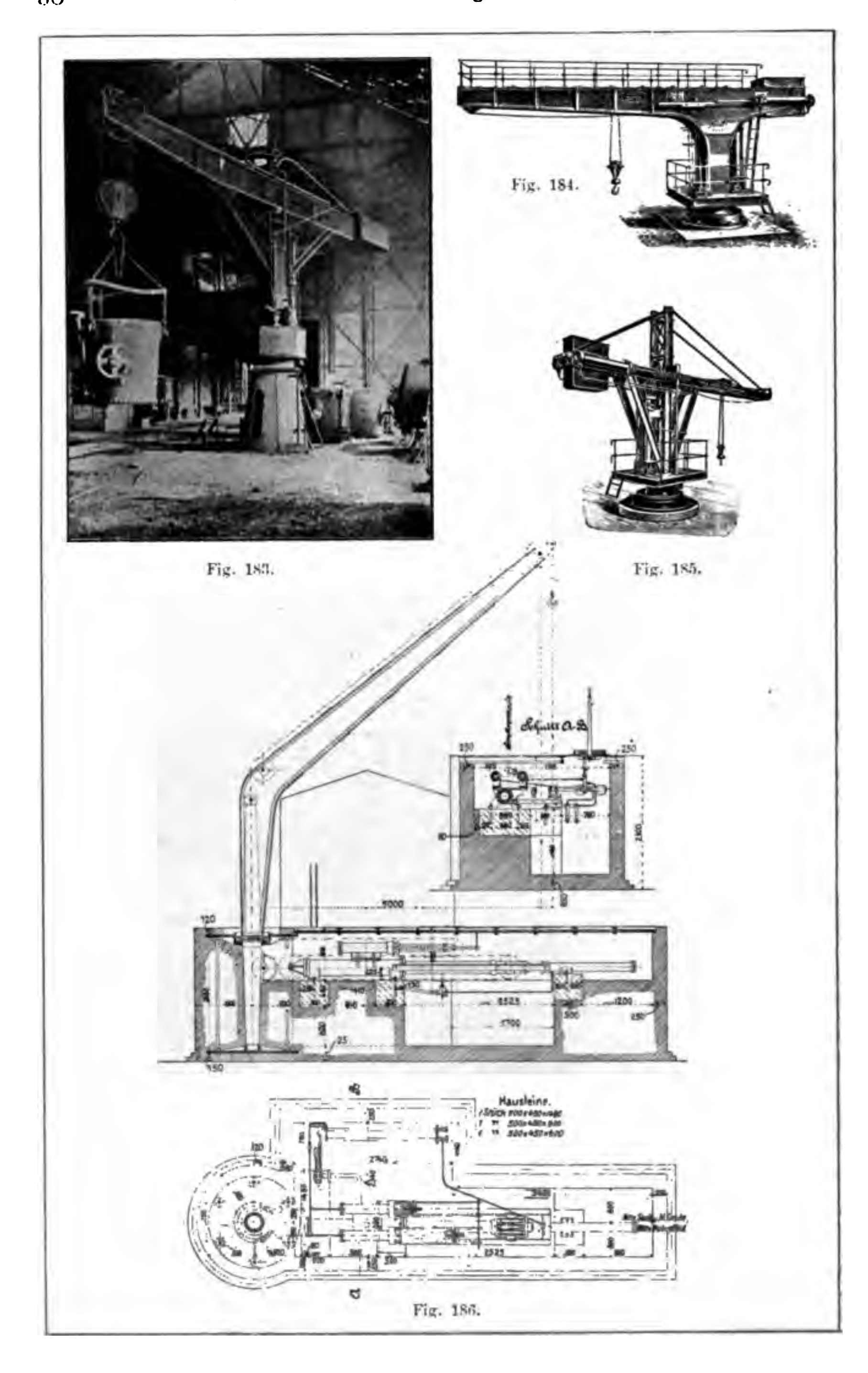


Fig. 183.

Fig. 184.

Fig. 185.

Fig. 186.

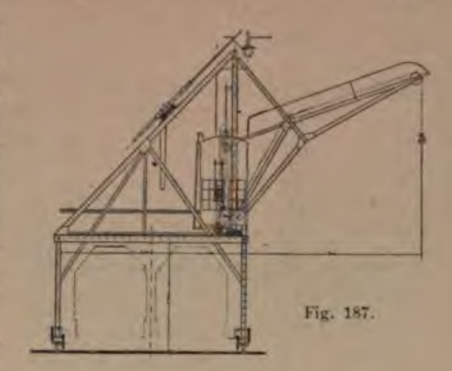


Fig. 187.

Die Rohre auf dem Kran sollen so verlegt sein, daß Dichtungsstellen zu Tage liegen und eventuell notwendig werdende Demontagen nicht zu zeitraubend sind. Wo Frostgefahr vorliegt, ist für die Möglichkeit vollständiger Entwässerung zu sorgen; für das Auffüllen vor Inbetriebnahme müssen Entlüftungseinrichtungen vorhanden sein. Verkleidung mit sogenannten Wärmeschutzmitteln (Strohseile, Asbestschnüre, Kieselguhr, Kork etc.) an exponierten Stellen ist zu empfehlen, bietet aber keine absolute Sicherheit.



Fig. 188.

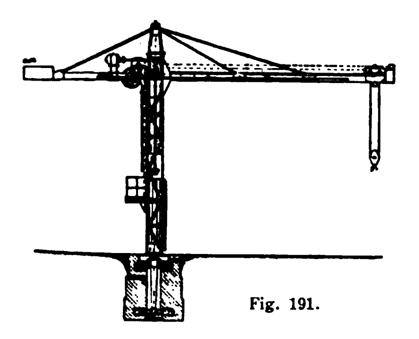
Die Stopfbüchsen der Zylinder, Schieber und der Wasserzu- und -ableitung (Drehstopfbüchsen) müssen leicht zugänglich sein, damit sie während des Betriebes nachgezogen werden können und das Erneuern der Packungen nicht zu viel Zeit beansprucht.

Fig. 190.

Jeder Kran muß vor dem Steuerschieber durch Spindelventile vollständig von der Druckwasser- bzw. Rücklaufleitung abschließbar sein, damit die Schieber jederzeit nachgesehen werden können, ohne andere an dem Netz liegende Krane oder sonstige Arbeitsmaschinen in ihrer Arbeit zu stören.



Fig. 189.


Fig. 191.

E. Elektrischer Betrieb.

§ 43. Wie bei den Laufkranen, so ist auch hier zwischen Ein- und Mehrmotorenkranen zu unterscheiden. Die **Einmotorenkrane** ähneln in ihrer Anordnung den Dampfdrehkranen mit Friktionswendegetrieben, an die Stelle der Dampfmaschine tritt der Elektromotor mit entsprechender Übersetzung (Fig. 194, 195 Dbg). Bezüglich der allgemeinen Anordnung der Räderwerke für die verschiedenen Lastbewegungen gilt der Inhalt der §§ 32—36 auch hier. Für den Antrieb kommen nur der Drehstrommotor und der Gleichstrom-Nebenschlußmotor in Betracht, bei Verwendung von Serienmotoren besteht die Gefahr des Durchgehens bei ausgerückten Kupplungen. Die Bequemlichkeit der Stromzuführung mittels Schleifringen (Fig. 196 AEG, 197 U) führt dazu, den Motor auf den schwenkbaren Ausleger zu setzen, weil damit der Schwenkbereich des Kranes unbegrenzt und von der Seilführung des Lastwindwerkes unabhängig wird (vgl. § 33). Ausführungsbeispiele von Einmotorenkranen s. Fig. 191 St, 192 ZN, 193 Gr, 194 Dbg.


Fig. 192.

§ 44. Für die **Mehrmotorenkrane** ist der normale Typus der Drehkran mit vier Motoren für volle Ausnützung sämtlicher vorkommenden Bewegungen: Heben und Senken, Schwenken, Veränderung der Ausladung und Fahren. Falls die eine oder andere dieser Bewegungen mehr in den Hintergrund tritt, werden die betreffenden Räderwerke durch auswechselbaren Antrieb (Klauenkupplungen, ausrückbare Zahnräder etc.) gemeinsam von einem Motor angetrieben, oder auch für Handbetrieb eingerichtet. Anderseits können nötigenfalls auch für eine Bewegung mehrere Motore angewendet werden (z. B. gesondert für schwere und leichte Lasten, für das Schwenkwerk schwerer Krane zur Verteilung des Antriebes auf mehrere Rollengruppen des Rollenkranzes, für beide Laufradachsen von Lokomotivkranen etc.). Zum Be-



Fig. 193.

triebe sind nur Gleichstrom-Serien- und Drehstrommotore geeignet (vgl. § 80—84).

§ 45. Die Anordnung des **Hubwerkes** ist davon abhängig, ob der Kran mit einer Laufkatze nach der Art der Laufkrane ausgerüstet ist, oder ob das Windwerk getrennt von der Katze Aufstellung findet.



Fig. 194.



Fig. 195.

Im ersten Falle gilt für die Laufkatze mit Windwerk der Inhalt der §§ 19—22, im zweiten Falle ist mit Rücksicht auf die Führung des Huborganes zu unterscheiden, ob das Windwerk an der Schwenkbewegung des Auslegers teilnimmt, oder ob es feststeht. Als Huborgan ist Draht-

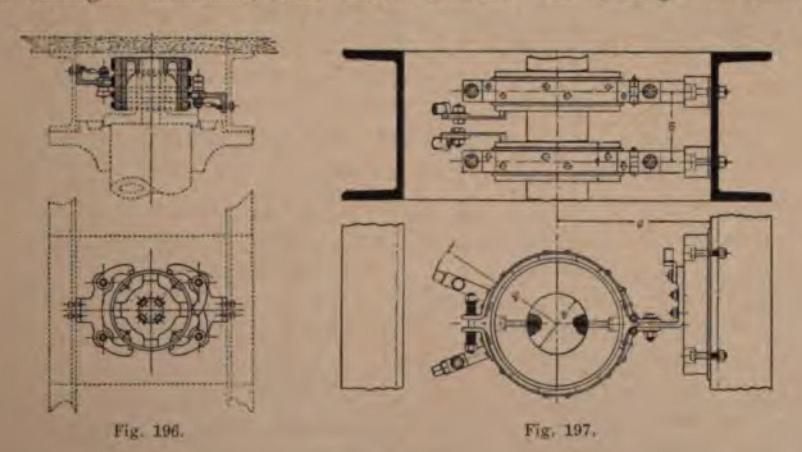


Fig. 196. Fig. 197.

seil am gebräuchlichsten, Gliederkette und Gall'sche Kette finden sich fast nur bei geringen Geschwindigkeiten und geringen Hubhöhen (Fig. 201 St), für feststehendes Windwerk ist Gall'sche Kette nicht verwendbar, Gliederkette gestattet nur einen verhältnismäßig kleinen Schwenkausschlag des Auslegers aus der Mittellage, Drahtseil ist wegen seiner großen Elastizität

nicht so empfindlich, doch ist auch hier Umkehr der Schwenkbewegung erforderlich (vgl. den letzten Teil des § 33). Zweckmäßig zur Erreichung

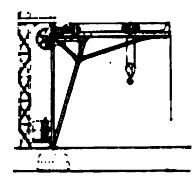


Fig. 198.

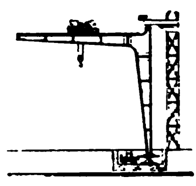


Fig. 199.

unbegrenzten Schwenkbereiches ist der Einbau sog. Drallausgleicher (Fig. 6 Taf. XVI), durch welche allerdings unter Umständen der Hub nicht unwesentlich beschränkt wird.

Mit Ausnahme der Hafenkrane, welche vielfach wegen der großen Hub- und Senkgeschwindigkeiten besondere Ausführungen bedingen, ist für die allgemeine Anordnung des Lastwindwerkes der Inhalt der §§ 19—22 unter Berücksichtigung der Fig. 203—207 maßgebend (vgl. auch § 33).



Fig. 200.

Für Hafenkrane ist zu bemerken: Die am meisten verbreitete Bauart ist der auf erhöhtem Gerüst (Portal, Halbportal) stehende sog. Drehscheibenkran (s. § 35), dessen Windwerk an der Schwenkbewegung des Auslegers teilnimmt (Fig. 209 MF, 210 Bth, 211, 212 Gr). Hierdurch wird die Seilführung einfach, der Schwenkbereich, soweit nicht durch die Verhältnisse der Umgebung begrenzt, unbeschränkt. Die Motoren werden im Interesse kleiner Übersetzung mit möglichst geringer Tourenzahl gewählt, meistens treibt der Motor mit einfacher Stirnradübersetzung auf die Trommelachse, höchstens wird eine Vorgelegewelle eingeschaltet; Schneckenradübersetzungen werden meistens vermieden, um das Senken

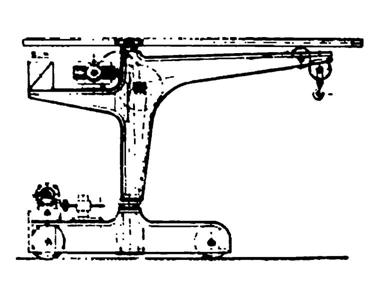


Fig. 201.

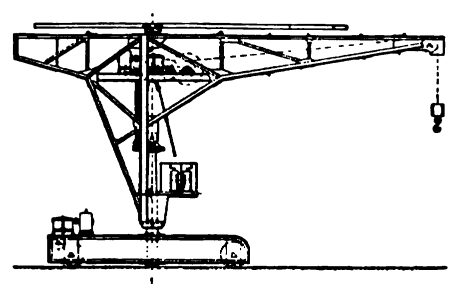


Fig. 202.

der Last ohne Arbeitsaufwand zu ermöglichen. Die Haltebremse kann auf der verlängerten Motorwelle, der Zwischenwelle oder der Trommelachse sitzen; Ausführungsform ist meistens die durch Gewichtshebel angezogene

einfache Bandbremse. Das Anheben des Gewichtes erfolgt durch Lüftmagnete oder Handhebel. An Stelle der einfachen Bremse werden auch Sperradbremse und die Differentialbremse mit Sperrung für Abwärtsgang

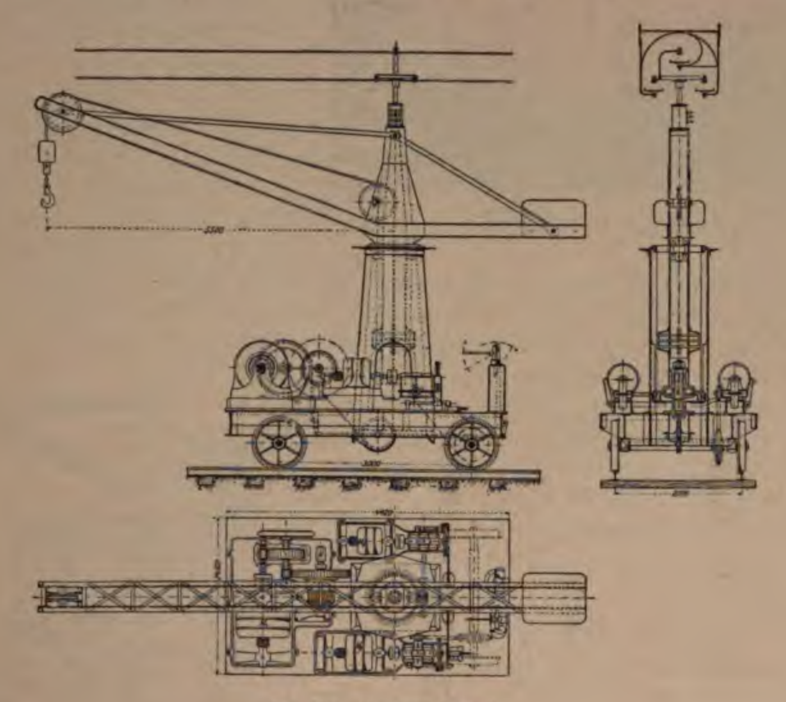


Fig. 203. (Z. 1901, S. 434.)

der Last verwandt. Während die Bremse mit Lüftmagnet unabhängig vom Bewegungszustand des Windwerks im Moment der Stromunterbrechung angreift, erfordert die einfache Hebelbremse mit Bedienung von Hand große Aufmerksamkeit der Bedienung, damit der Angriff im richtigen Moment erfolgt. Die Sperradbremse und die nach abwärts wirkende Differentialbremse kommen zu Ende des Lasthubes erst im Momente der Bewegungsumkehr zur Wirkung und bedingen zum Stillsetzen der bewegten Massen für Aufwärtsgang, da deren freier Auslauf bei den gebräuchlichen Geschwindigkeiten meistens zu viel Zeit erfordert, noch besonderer Bremsung, welche durch Kurzschlußschaltung des Motors (§ 83) erreicht wird.



Fig. 204.



Fig. 205.

Für den Abwärtsgang der Last wirken die Bremsen wie folgt (Regulierbremsen):

Die Gewichtshebelbremse mit Lüftmagnet arbeitet in Verbindung mit dem Drehstrommotor für Abwärtsgang genau wie für Aufwärtsgang. Regulierung der Senkgeschwindigkeit ist hierbei nicht ohne weiteres möglich, letztere ist an die Tourenzahl des Motors gebunden (§ 84). Zu Ende der Senkstrecke wird der Motor ausgeschaltet, gleichzeitig der Magnet stromlos, die Bremse fällt ein und wirkt als Verzögerungs- und Haltebremse. Bei Gleichstrom ist die Wirkung ähnlich; jedoch darf der Motor (Hauptstrom-) für Abwärtsgang nur ans Netz gelegt werden, wenn neben der elektrisch gelüfteten Haltebremse noch eine sog. Senksperrbremse (§ 84) vorhanden ist, welche zu starker Entlastung des Motors und dem Auftreten zu hoher Senkgeschwindigkeiten vorbeugt.



Fig. 206.

Vorzüglich für Hafenkrane hat sich die Bremsanordnung (Fig. 213 Bth) bewährt, nach welcher die für Aufwärtsgang elektrisch gelüftete Bandbremse für Abwärtsgang als einfache Handbremse, unter Verzichtleistung auf die Wirkung der Lüftmagneten, zur Geschwindigkeitsregulierung benützt wird; der Antrieb des Windwerkes erfolgt hierbei durch die Last und das Hakengewicht, der Motor erhält keinen Strom.

Sperradbremsen werden für Abwärtsgang durch Anheben des Bremsgewichtes mittels Handhebels reguliert, der stromlose Motor läuft leer mit (Fig. 214 Gr).

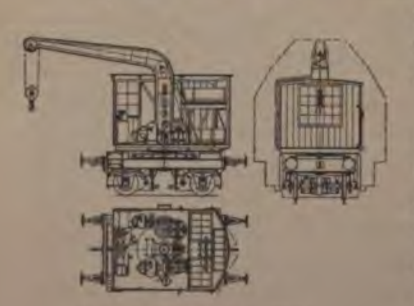


Fig. 207. (Z. 1903, S. 1737.)

Differentialbremsen, welche Rücklauf der Bremswelle und Regulierung der Geschwindigkeit nicht gestatten, bedingen für Abwärtsgang Trennung der Trommelwelle vom Windwerk durch lösbare Kupplungen in Verbindung mit besonderen Regulierbremsen. Fig. 216 (MF) zeigt die Anordnung einer

Reibungskupplung, welche gleichzeitig als Regulierbremse für Abwärtsgang dient.

Um das Ablaufen des leeren Hakens schnell einzuleiten, gibt man, wenn der Motor mit der Winde für Abwärtsgang gekuppelt bleibt, bisweilen im Sinne der Abwärtsbewegung einen Stromstoß.

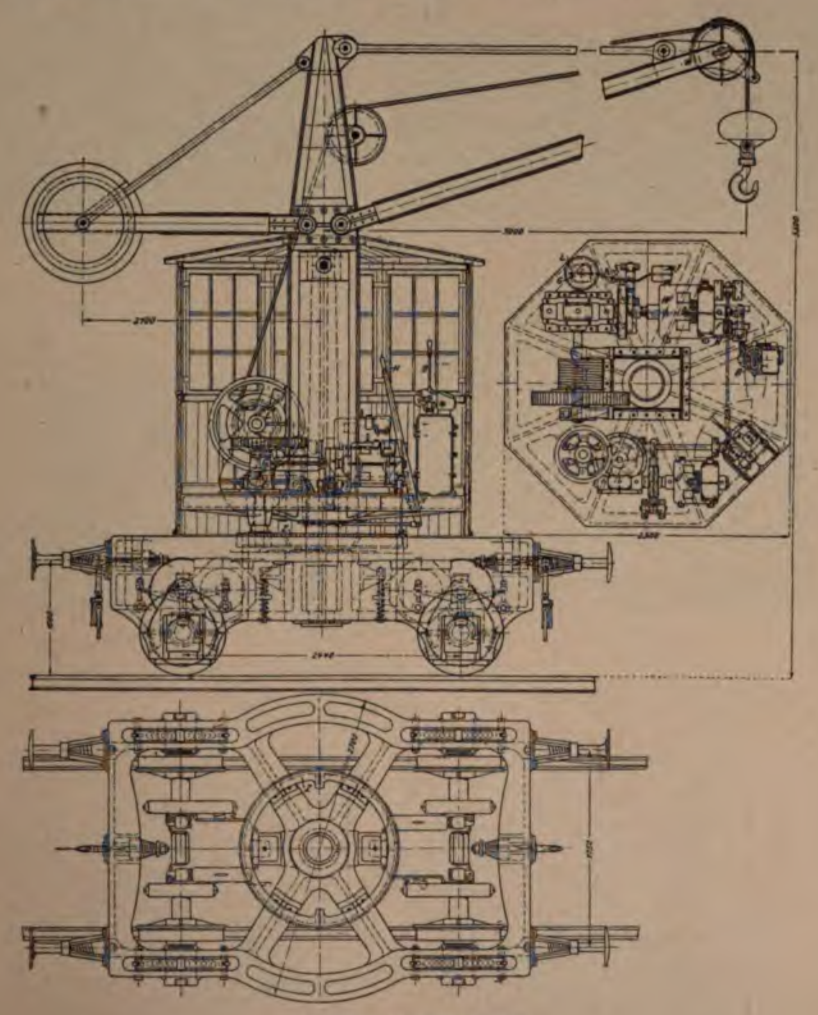


Fig. 208. (Z. 1902, S. 911.)

Allein von Hand bediente Senkbremsen verlangen zur Verhütung von ernsten Unfällen sehr aufmerksame Bedienung, besonders wenn für Abwärtsgang Trennung der Trommelachse vom Windwerk durch lösbare Kupplungen erforderlich ist.

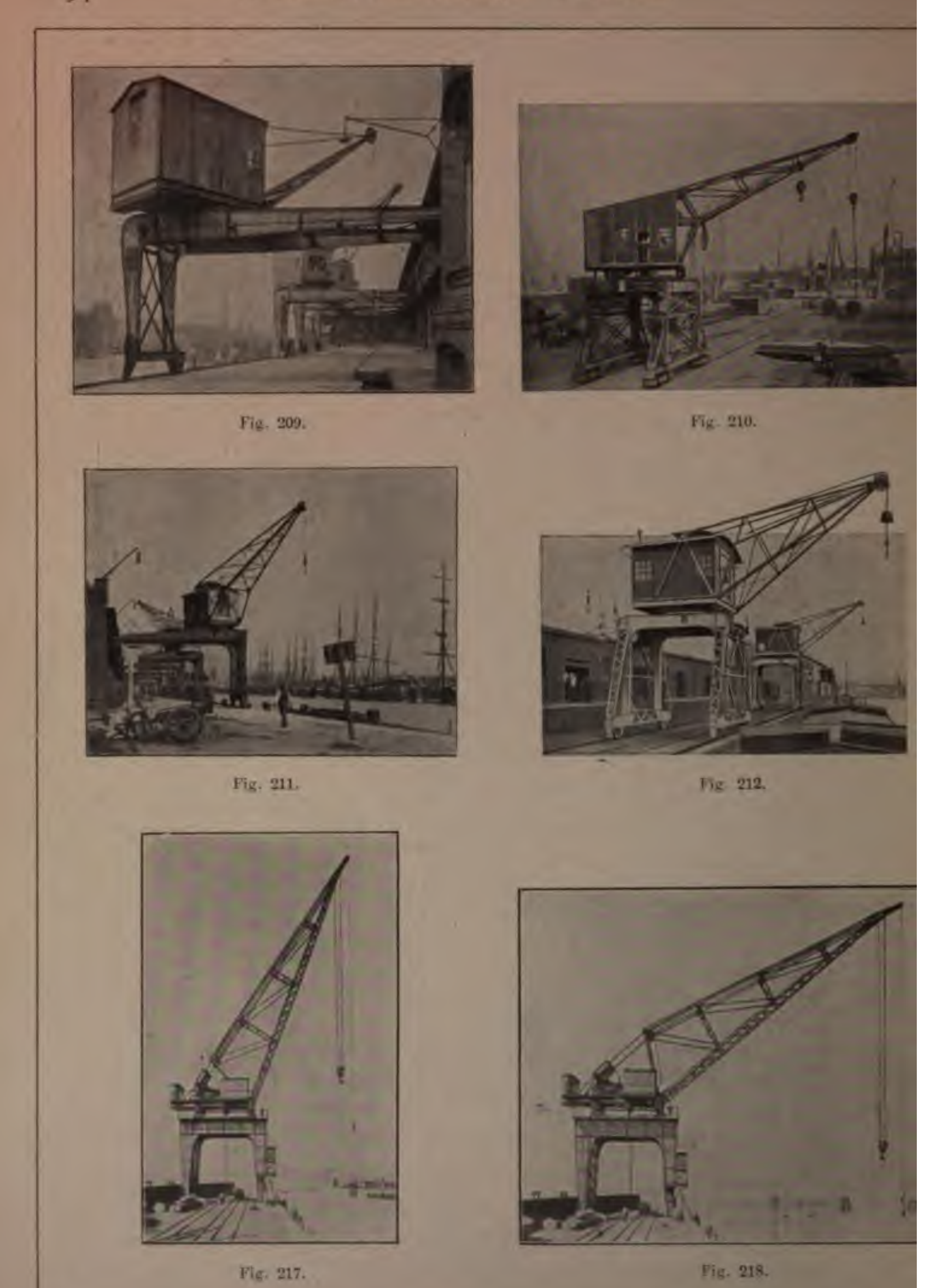


Fig. 209.

Fig. 210.

Fig. 211.

Fig. 212.

Fig. 217.

Fig. 218.

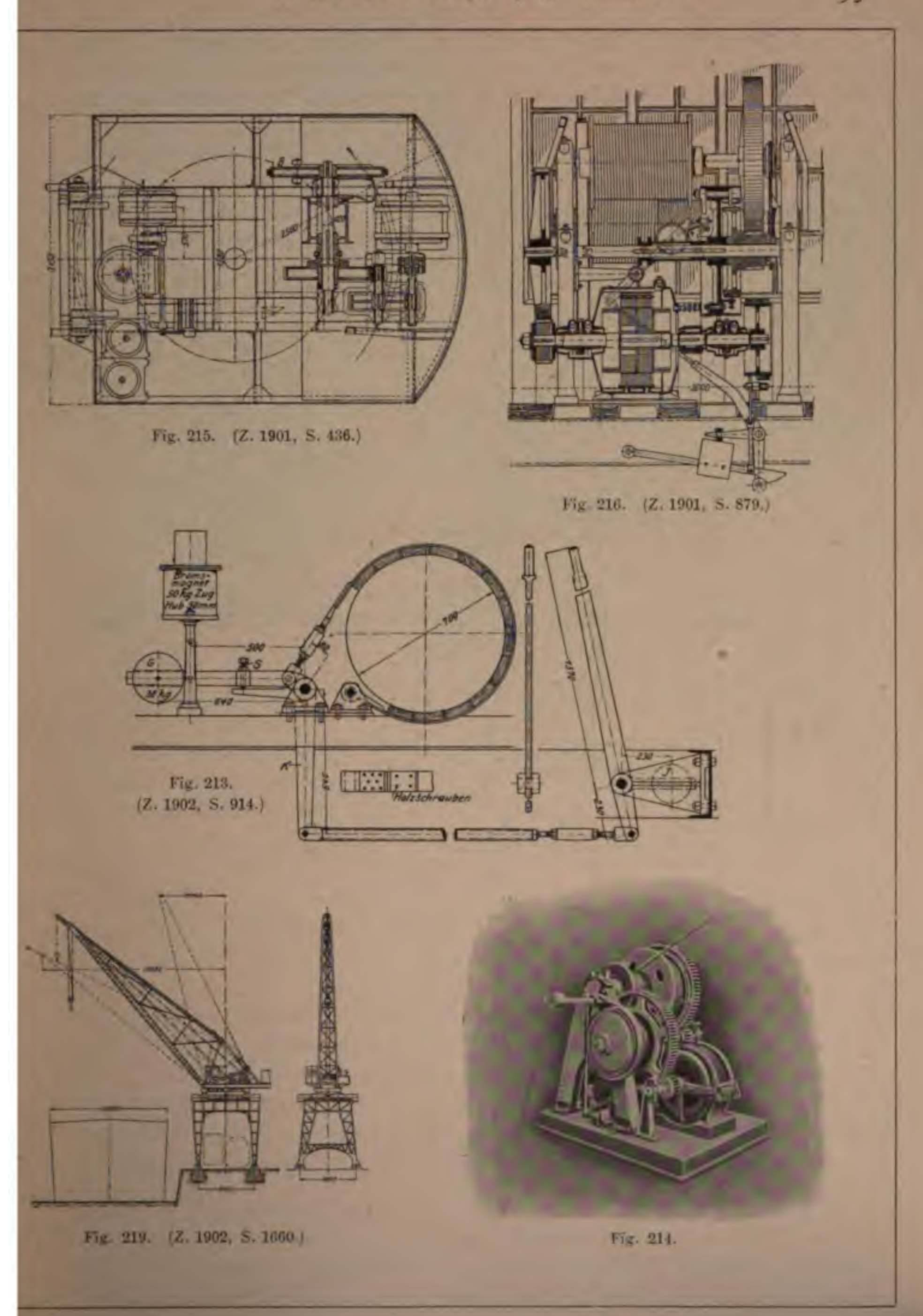


Fig. 215. (Z. 1901, S. 436.)

Fig. 216. (Z. 1901, S. 879.)

Fig. 213. (Z. 1902, S. 914.)

Fig. 219. (Z. 1902, S. 1660.)

Fig. 214.

§ 46. Veränderung der Ausladung. Dieselbe wird durch Anordnung einer fahrbaren Laufkatze (Fig. 198, 199 St, 200 Bth), oder durch Verstellung des Auslegers mittels Spindeln (Fig. 217—220 Dbg) bzw. Rollenzuganordnung erreicht.

Das Fahrwerk für die Katze, sofern dieselbe nicht von Hand durch Zug am Lasthaken bewegt wird (leichte Ausführungen Fig. 199, 200), ist entweder, wie bei den Mehrmotoren-Laufkranen, in die Katze selbst eingebaut (Fig. 221, 223 Bth, 222 Dbg; vgl. § 22) oder getrennt von dieser, unter Einschaltung von Zugketten, im Kranausleger gelagert (Fig. 198 St), ähnlich wie bei den Einmotoren-Laufkranen (§ 17).

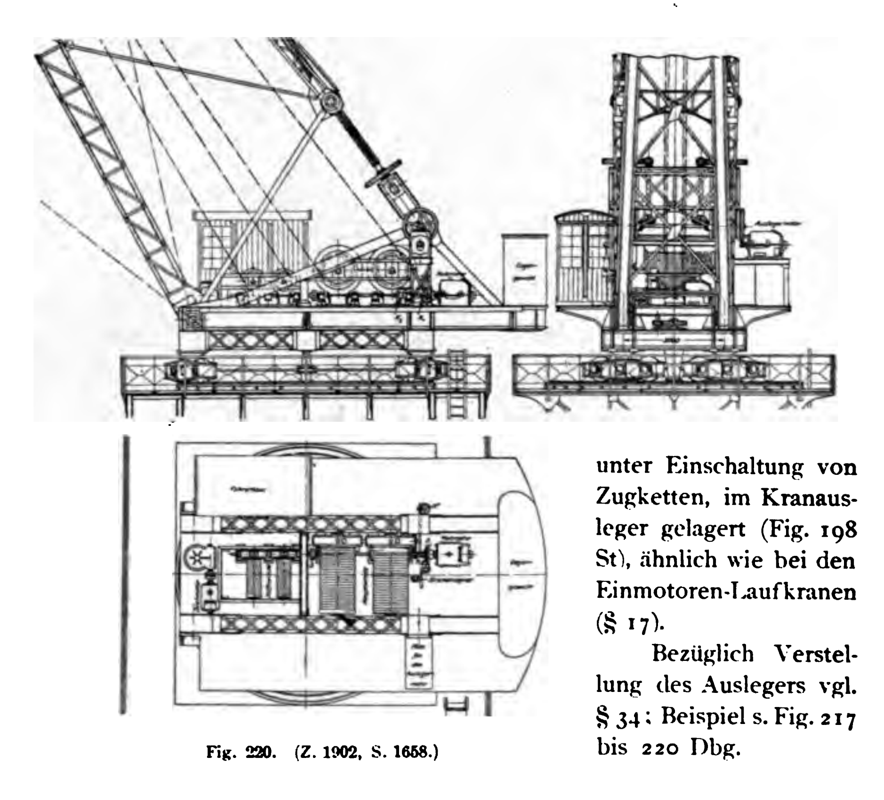


Fig. 220. (Z. 1902, S. 1658.)

Bezüglich Verstellung des Auslegers vgl. § 34; Beispiel s. Fig. 217 bis 220 Dbg.

§ 47. Schwenkwerk. Hinsichtlich der allgemeinen Anordnung gilt der Inhalt des § 35 auch hier. Wegen der verhältnismäßig hohen Tourenzahlen der Motoren im Vergleich zur Schwenkgeschwindigkeit sind große Übersetzungen erforderlich, daher findet das Schneckengetriebe ausgedehnte Verwendung. Zum genauen Einstellen des Auslegers in eine bestimmte Richtung erhält der Schwenkmotor häufig eine Fußbremse (Fig. 215 Bth).

§ 48. Fahrwerk. Dasselbe spielt für eine große Anzahl fahrbarer Krane eine untergeordnete Rolle und wird in diesem Fall von Hand betrieben. Beispiele der Anordnung s. Abschn. VI. Handhabungs- und Lokomotivkrane haben für das Fahrwerk in der Ausführung als Mehr-

motorenkrane einen bzw. zwei besondere Fahrmotore, welche durch einfache oder doppelte Übersetzung auf die Triebradachsen arbeiten. Bei federnden Achsbüchsen ist der Relativbewegung der Laufachsen gegenüber dem Wagengestell Rechnung zu tragen (Fig. 208 Bth, 207 St). Zur Erreichung der erforderlichen Standsicherheit bei nichtsperrendem Fahrwerk sind sicher wirkende Fahrbremsen anzuordnen (Fig. 207 St, 208 Bth).

§ 49. Wie bei den Laufkranen, so hat auch bei den Drehkranen die Anwendung der Elektrizität als Betriebsmittel zu ganz besonderen Typen geführt, welche sich vor allem durch ihre Dimensionen auszeichnen. Nachstehend sind mehrere Beispiele zusammengestellt (Fig. 221—224).

Fig. 221. Werftkran für Bremer-Vulkan-Vegesack. Erbauer: Benrather Maschinenfabrik. Elektrische Ausrüstung: Union-El.-Ges., Berlin.

Tragfähigkeit .	100 t	43,5 t
bei einer Ausladung von .	17 m	25,7 m
Höhe der Katzbahn über Kaikante . . .		27,5 m
Hilfswindwerk für		7,5 t.



Fig. 221.

Motoren-Ausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Hauptwindwerk .	2 St. von je 20 PS bei 710 Uml./min.	100 t mit 1 m 50 t mit 2 m
Hilfswindwerk . .	26 PS bei 550 Uml./min.	10 m
Katzfahrwerk . .	12 PS	8—10 m
Schwenken . . .	3 St von je 12 PS	360° in 6—8 min.

Betriebsstrom: Gleichstrom von 500 Volt. (Vgl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1559.)

Fig. 222. Werftkran für Fr. Krupp, A.-G., Germania-Werft, Kiel. Erbauer: Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman. Elektrische Ausrüstung: Siemens & Halske, Berlin.



Fig. 222.

Tragfähigkeit	150 t	45 t
bei einer Ausladung von	22,75 m	37,65 m
Höhe der Katzbahn über Kaikante		36 m

Hilfswindwerk für 45 t ohne besonderen Motor.

Motoren-Ausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.
Heben	3 St. von je 35 PS bei 400 Uml./min.	150 t mit 1,5 m 45 t mit 6 m
Katzen	12 PS bei 635 Uml./min.	5 m
Schwenken . . .	2 St. von je 18 PS bei 510 Uml./min.	

Betriebsstrom: Gleichstrom von ca. 500 Volt.

Fig. 223, 224. Werftkran für das Kaiserdock (Hafenbau-Inspektion) Bremerhaven. Erbauer: Benrather Maschinenfabrik. Elektrische Ausrüstung: Union-El.-Ges., Berlin.

Tragfähigkeit . .	150 t
Ausladung . .	22 m
Höhe der Katzbahn über Kaikante .	35 m



Fig. 223.



Fig. 224.

Motoren-Ausrüstung und Geschwindigkeiten:

	Motorleistung	Geschwindigkeit m/min.	
Heben . .	2 St. von je 17,5 PS bei 450 Uml./min.	150 t mit 0,68 m 75 t mit 1,38 m 37 t mit 3,08 m 18 t mit 6,29 m	Einstellung der Geschwindigkeitsstufen durch auswechselbare Rädervorgelege
Katzen . .	26 PS bei 550 Uml./min.	7,9	
Schwenken .	26 PS bei 550 Uml./min.	360° in 7,2 min.	

Betriebsstrom: Gleichstrom von 110 Volt. (Vgl. Z. d. V. d. I. 1899, S. 1481.)

Tafel XLVIII: Werftkran (Hammerwippkran) für den Hafen von Kiautschou (Deutsches Reichsmarineamt). Erbauer: Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman. Elektrische Ausrüstung: Siemens-Sckuckert-Werke.

Tragfähigkeit: Hauptwinde 150 t (200 t Probelast), Hilfswinde 50 t.

	Hilfshaken	Haupthaken	
	50 t	100 t	150 t
Größte Ausladung	m	m	m
von Mitte Säule . . .	27	19,6	16
von Kaikante	25	17,6	14
Kleinste Ausladung			
von Mitte Säule . . .	8,5	6,9	6,9
von Kaikante	6,5	4,9	4,9
Höchste Hakenstellung über Kaikante			
bei größter Ausladung .	32,3	ca. 21	ca. 26
bei kleinster Ausladung .	ca. 40	ca. 30	ca. 30

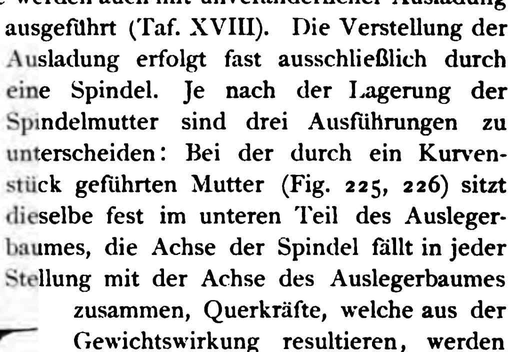
	Motorleistung	Geschwindigkeit
Heben	110 PS bei 480 Uml./min.	Haupthaken mit 150 t 1,5 m/min. leer 2,5 m/min. Hilfshaken mit 50 t 6,0 m/min. leer 10,0 m/min.
Einziehen des Auslegers mit 150 t	57 PS bei 500 Uml/min.	ca. 9 m in 10 bis 15 min.
Schwenken . . .	2 Motoren von je 12,5 PS bei 480 Uml./min.	360° in 7 min.

F. Gleichzeitige Benützung verschiedener Betriebsmittel.

§ 50. In vielen Fällen werden, wie bei Laufkranen, auch hier nicht alle Bewegungen eines Kranes durch dasselbe Betriebsmittel vorgenommen. Die Benützung des Handbetriebs in verschiedenen Kombinationen ist bereits erwähnt. Beispiel eines elektrisch-hydraulischen Kranes vgl. Abschnitt VI, Beispiel Nr. 5.

3. Scheerenkrane.

§ 51. Die allgemeine Anordnung geht aus den Fig. 225, 226 (St) und Tafel XVIII hervor. Für feststehende Krane muß die Ausladung verstellbar sein, Schwimmkrane werden auch mit unveränderlicher Ausladung ausgeführt (Taf. XVIII). Die Verstellung der Ausladung erfolgt fast ausschließlich durch eine Spindel. Je nach der Lagerung der Spindelmutter sind drei Ausführungen zu unterscheiden: Bei der durch ein Kurvenstück geführten Mutter (Fig. 225, 226) sitzt dieselbe fest im unteren Teil des Auslegerbaumes, die Achse der Spindel fällt in jeder Stellung mit der Achse des Auslegerbaumes zusammen, Querkräfte, welche aus der Gewichtswirkung resultieren, werden von der Gleitbahn aufgenommen. Die Kurven der Gleitbahn (in Fig. 227 *CD*) ist mathematisch eine Herzlinie. Wird das Kurvenstück durch einen Lenker ersetzt (Fig. 227b), so muß die Mutter drehbar gelagert sein, Auslegerbaum und Führungshebel (*DE*) greifen gemeinsam an den Schildzapfen der Mutter an. Legt man den Drehpunkt E nach A, so entsteht der Ausleger nach Fig. 217.



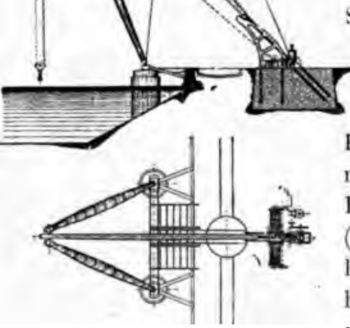


Fig. 225.

Die dritte Ausführungsform für die Stützung der Mutter ist eine wagrecht unter Flur angeordnete Gleitbahn. Dieselbe ergibt große Querkräfte.

Die Übertragung des Antriebes auf die Spindel ist aus Fig. 225, 227 ersichtlich.

Das Lastwindwerk, welches meistens durch ein Hilfswindwerk für kleine Last ergänzt ist, wird getrennt vom Kran aufgestellt.

Scheerenkrane haben lange Zeit für Schiffswerften zum Einsetzen der Kessel und Maschinen, der Maste und zum Einbau der Panzerplatten etc. eine außerordentlich wichtige Rolle gespielt und sind auf einer großen

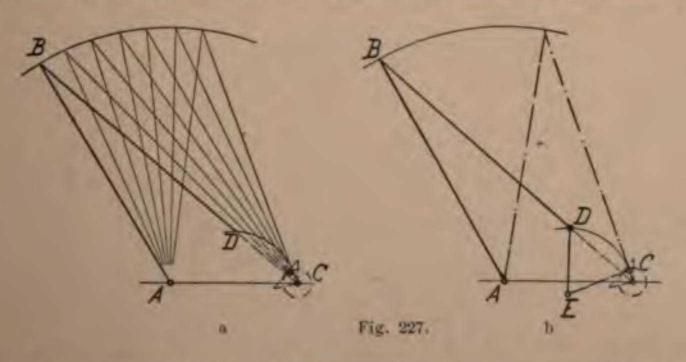
Anzahl von Werften auch heute noch im Betrieb. Die feststehenden Krane dieses Typus werden von den Wippkranen (Fig. 217, 218) und Hammerkranen (Fig. 221-225) neuerdings allgemein verdrängt. Als Schwimmkran für Lasten von 100 t und darüber wird jedoch der Scheerenkran wegen seiner Einfachheit und verhältnismäßig geringen Anschaffungskosten nicht ohne weiteres durch andere Systeme verdrängt werden können. Vgl. Beispiel Nr. 6, Abschnitt VI.



Fig. 226.

4. Besondere Einrichtungen an Kranen.

§ 52. Greifervorrichtungen. Zur Aufnahme von Massengütern werden vielfach Greifergefäße verwandt, deren Bedienung besondere Einrichtung des Windwerks verlangt. Gebräuchliche Ausführungen von Greifergefäßen s. Fig. 228a und b, die Größe der Gefäße schwankt zwischen



a Fig. 227. b

1 und 2 cbm. Beispiel einer Greiferwinde, Anordnung a, vgl. Abschn. VI, Beispiel 4; Entladevorrichtung nach Anordnung b ist in Fig. 229 (NK) schematisch dargestellt, dieselbe ist an einem Dampfkran (Brown)[1]) angе-

[1]) Vgl. Abschnitt VI, Beispiel Nr. 3.

bracht. Der Greifer hängt mit der mittleren Kette an dem Hubseil und ist durch das Eigengewicht der Greifbacken und das Belastungsgewicht G geschlossen gehalten. Bei gelöster Bremse wird durch das Gegengewicht G_1 die Entleerungskette gespannt gehalten. Wird die Bremse beim Senken des Greifers angezogen, so öffnen sich die Backen: hieraus ergeben sich die Handhabungsgriffe für die Bedienung.

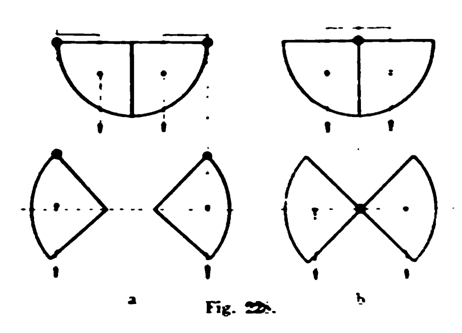
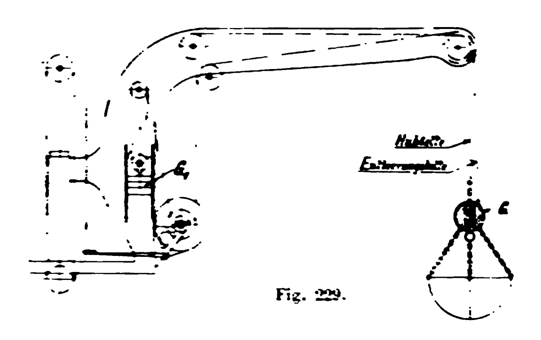


Fig. 228.

Zum Transport von Eisenblöcken und Blechen werden bisweilen die Krane mit Hubmagneten ausgerüstet, welche bei Einschaltung des Stromes die Last durch magnetische Wirkung halten. Für die Bedienung sind diese Magnete bequem, weil das Anschlagen der Ketten etc. in Fortfall kommt. Die Benützung ist jedoch stets gefährlich, da bei Stromunterbrechung, einerlei welcher Ursache, die Last abstürzt. Deshalb sind solche Magnete nur geeignet für unempfindliches Material und für örtliche Verhältnisse, welche Gefahr für Personen und wertvolles Material ausschließen. Durch Sicherheitskonstruktionen der Firma L. Stuckenholz, Wetter a. R., ist der Verwendung derartiger Magnete ein weites Feld eröffnet: Das Wesen dieser Vorrichtung besteht darin, daß dem Magneten nur das Aufheben und Absetzen des Fördergutes überlassen bleibt, während auf dem Transport die gehobene Last durch Zangenkonstruktionen getragen wird (Fig. 230, 231 St).


Fig. 229.

§ 53. Spezialkrane. Aus den Chargierkranen mit Dampfbetrieb (§ 37 Fig. 174) sind durch Verwendung der Elektrizität als Betriebsmittel einige moderne Konstruktionen hervorgegangen, die im Hüttenbetrieb eine wichtige Rolle spielen. Nachstehend sind zwei Beispiele derartiger Krane (Ausführung von L. Stuckenhoz) angeführt.[1]

Fig. 232—233: Blockeinsetzmaschine für Wärmeöfen (Arbeitsplatz: Röhren-, Eisen- und Stahlwerke Thyssen & Co., Mühlheim a. Ruhr). Der eigentliche Einsetzapparat ist an einen Laufkran von 18 m Spannweite angehängt, welcher in bekannter Weise Katz- und Kranfahrbewegung ausführt. Derselbe dient zum Einsetzen von Blöcken bis zu ca. 1,5 t Gewicht.

[1]) Vgl. Stahl und Eisen 1904. S. 1044 ff.

Die Laufkatze trägt eine Vertikalführung, in welcher eine gußstählerne Hohlsäule durch eine steilgängige Schraube gehoben und gesenkt wird. Der Antrieb der Spindel erfolgt durch einen besonderen Motor, die Senkgeschwindigkeit wird durch das als selbstwirkende Scheibenbremse ausgeführte Drucklager der Spindel in zulässigen Grenzen gehalten. Um den unteren Teil der Hohlsäule schwenkt der Ausleger, welcher die durch je einen Motor betätigten Vorrichtungen für das Schwenken, Einspannen und Wälzen der Blöcke trägt. Der Kran führt demnach folgende Bewegungen aus:

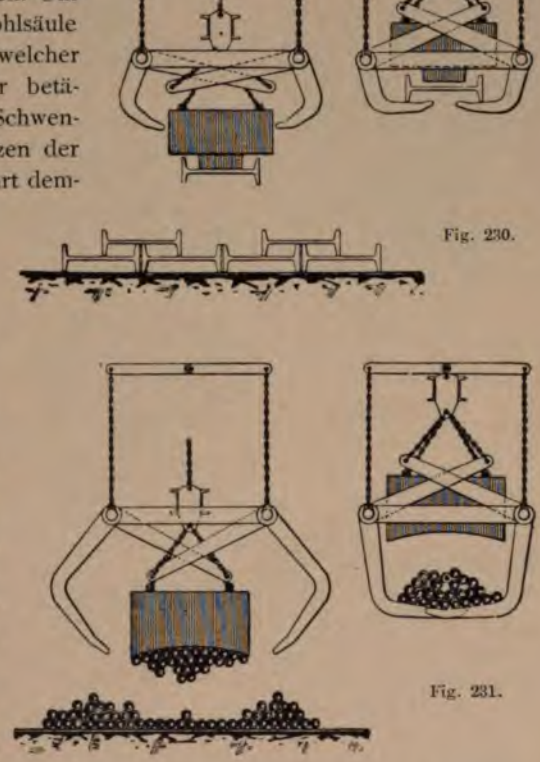


Fig. 230.

Fig. 231.

Kranfahren	110 m/min.
Katzfahren	60 »
Schwenken	360° in 12 sek.
Einspannbewegung	10 m/min.
Walzbewegung	360° in 12 sek.

Sämtliche Bewegungen werden von einem Kranführer gesteuert, der Führerstand ist auf der Plattform des schwenkbaren Auslegers angeordnet.

Fig. 234, 235: Blockziehkran (Arbeitsplatz: Gewerkschaft Deutscher Kaiser Bruckhausen bei Ruhrort). Der Kran, für Blöcke von 5 t Maximalgewicht bestimmt, ist als Laufkran von 13,23 m Spannweite ausgeführt, die Laufkatze trägt neben dem Hub- und Katzfahrwerk die Drehvorrichtung und Schließsteuerung für die Greiferzange sowie die gleichfalls vom Führerstande aus zu bedienende Hebevorrichtung für die Deckel der Gruben. Die Greiferzange (Fig. 235) hängt mit Führungsrollen in schräggeschlitzten Blechen, welche in das untere Ende eines aus Quadranteisen zusammengesetzten Rohres eingefügt sind. Das Rohr ist an seinem oberen Ende drehbar in einer Stahltraverse aufgehängt, welche durch entsprechende Führungen gegen Drehung gesichert ist, und vermittelst welcher die beiden Drahtseile der Zwillingstrommel des Hubwerkes (vgl. Fig. 120 b und c) das Rohr mit der Zange heben oder senken. Die

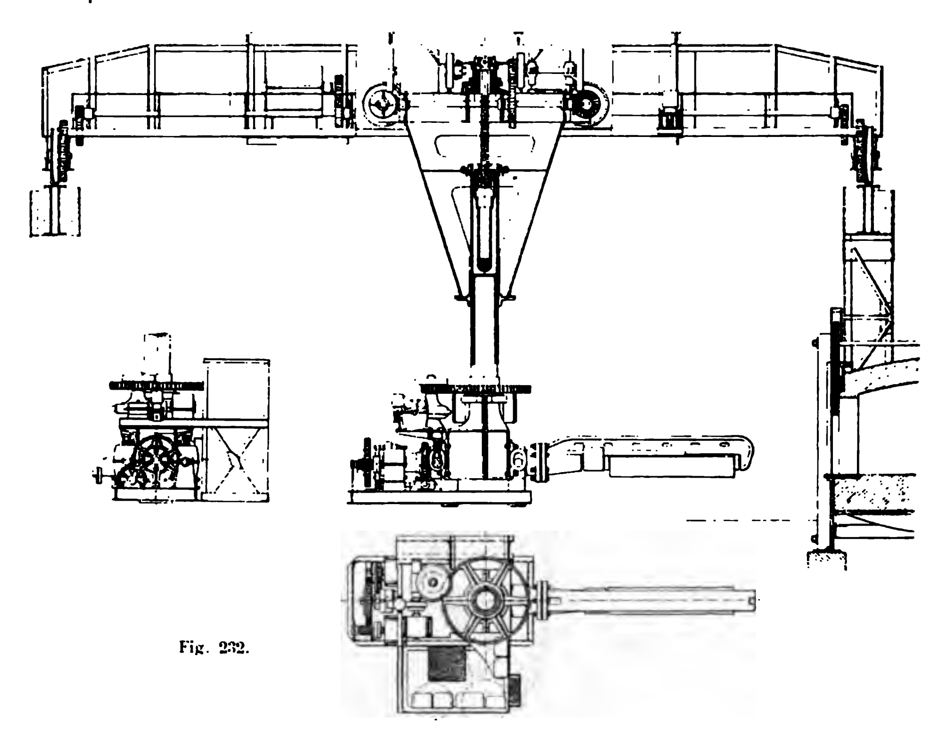


Fig. 232.

mittleren Drehpunkte der Zangenschenkel sind in einem Querjoch gelagert, dessen Hängestange durch Kette und Gegengewicht nach oben gezogen wird, so daß unabhängig von der Bewegung des Rohres die Rollen der Zangenschenkel in ihren Schlitzen oben anliegen, die Zange also stets geöffnet ist. Der Schluß wird durch Bremsung der oberen Rolle der Ausgleichkette bewirkt. Die Deckelhebevorrichtung besteht aus einem fest an der Seite des Hängegewichtes der Katze stehend angebrachten Rohr, welches einen Längsschlitz trägt, der an seinem oberen Ende in eine Schraubenlinie übergeht. In diesem Rohr wird ein zweites Rohr teleskopartig durch ein besonderes Windwerk auf und ab bewegt und durch einen in den Schlitz des äußeren Rohres eingreifenden Stift mit Rolle nach einer bestimmten Hubhöhe gedreht. Das innere Rohr trägt unten einen



Fig. 233.

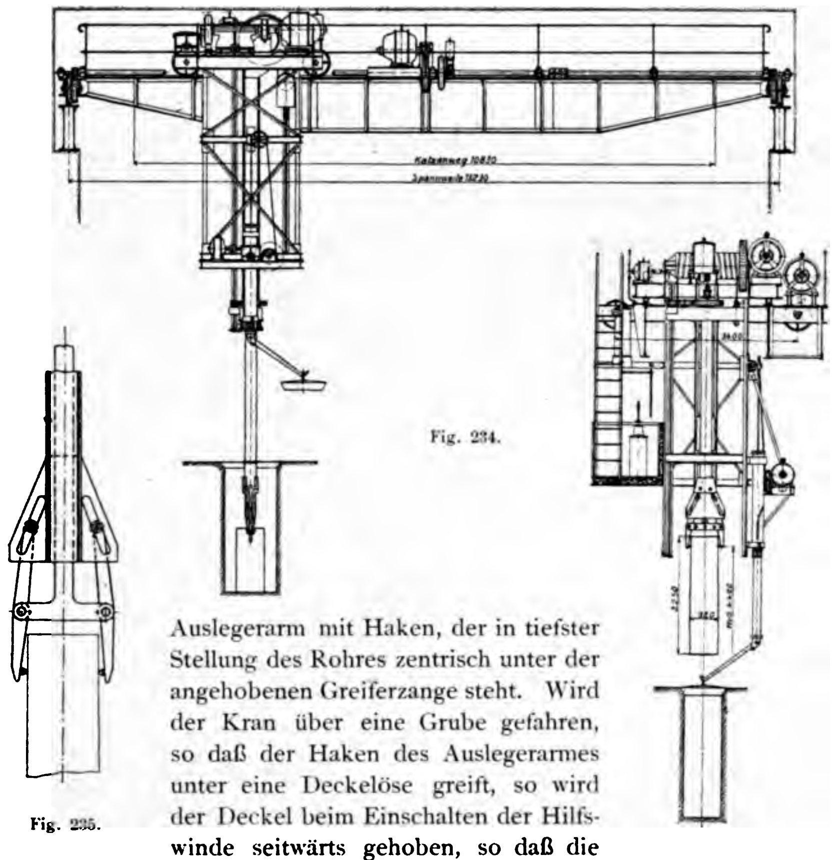


Fig. 234.

Fig. 235.

Auslegerarm mit Haken, der in tiefster Stellung des Rohres zentrisch unter der angehobenen Greiferzange steht. Wird der Kran über eine Grube gefahren, so daß der Haken des Auslegerarmes unter eine Deckelöse greift, so wird der Deckel beim Einschalten der Hilfswinde seitwärts gehoben, so daß die Grube für die Zange frei wird. Damit die in die Grube gesenkte Zange den Block richtig erfassen kann, wird sie durch Drehen des Zangenrohres in die erforderliche Stellung gebracht. Das Rad für die Drehbewegung ist im unteren Teile des Gerüstes gelagert, es umschließt das Zangenrohr, so daß dieses frei durchgleiten kann, jedoch an der Drehung des Rades teilnehmen muß. Ist die Zange in der richtigen Stellung, so wird unter Bremsung der Gegengewichtskette die Hauptwinde angelassen. Nachdem der Block herausgehoben ist, wird der Auslegèrarm mittels der Hilfswinde gesenkt und so die Grube durch den Deckel geschlossen.

§ 54. Sicherheitsvorrichtungen. Außer den für die Verwendung der verschiedenen Betriebsmittel erforderlichen besonders angegebenen Sicherheitseinrichtungen werden bisweilen Sicherheitsvorrichtungen angebracht, welche Verhütung von Unfällen durch Überschreitung der vorgeschriebenen Wegstrecken bei Unachtsamkeit des Führers zum Zwecke haben. Abgesehen von der allgemein gebräuchlichen Anordnung von Prellblöcken (s. Taf. XL) für Laufkatzen und Laufkrane muß von Fall zu Fall eingehend

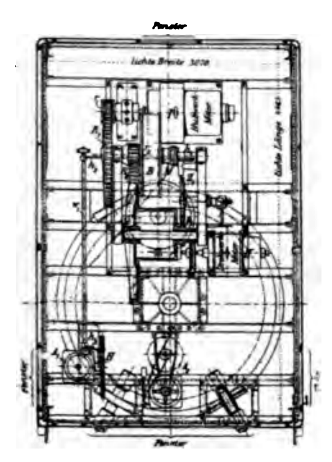


Fig. 236. (Z. 1898. Taf. V.)

überlegt werden, wie weit man in der Anbringung derartiger Schutzvorrichtungen zu gehen hat, da dieselben häufig eine Konstruktion nicht unwesentlich komplizieren. Für das Hubwerk von Hafenkranen sind verschiedentlich Hubbegrenzer ausgeführt (Vgl. Abschn. VI). Die Wirkung derselben besteht meistens darin, daß kurz vor der höchsten Laststellung der Steuerhebel durch einen Anschlag auf Nullstellung bzw. Bremsstellung zurückgelegt wird. Bei dem hydraulischen Hafenkran Fig. 188 ist der Anschlag mit dem Rollenkopf des Plungersystems verbunden, bei elektrischen Kranen sitzt derselbe auf der verschiebbaren Mutter einer Gewindespindel, welche mit der Trommel zwangläufig sich dreht (Fig. 236 MF). Für das Schwenkwerk ist das Prinzip der Sicherungen das gleiche, der Anschlag für die Rückbewegung des betreffenden Steuerhebels ist hier je nach dem Schwenkbereich verstellbar anzuordnen, wenn nicht die Sicherung lediglich in den durch die Konstruktion, bzw. die örtlichen Verhältnisse gegebenen äußersten Schwenklagen eingreifen soll.

III. Abschnitt.

Eigenschaften der für Krane verwandten Betriebsmittel.

---

1. Handbetrieb.

§ 55. Krane mit Handflaschenzug. Für einen Arbeiter kann man im Mittel 20 Züge pro Minute von 1,0 m Hub mit 45 kg rechnen, für zwei Arbeiter an einer Zugkette im Mittel 24 Züge pro Minute von 1,2 m Hub mit insgesamt 60 kg Zugkraft. Mit Berücksichtigung der Wirkungsgrade der bekannteren Flaschenzugsysteme [1]) ergeben sich hiernach die in Tab. 10 zusammengestellten Lastgeschwindigkeiten in m pro Minute.

Da die Flaschenzüge bezüglich ihres Wirkungsgrades sehr verschieden sind, ist es zu empfehlen, bei Neubeschaffung über diese Zahl Aufschluß zu verlangen bzw. dieselbe durch Belastungsproben zu prüfen.

§ 56. Winden mit Handbetrieb. Für die Tätigkeit des Arbeiters an der Kurbel kann im Mittel angenommen werden: Kurbelradius 0,4 m, Umfangskraft im Kurbelkreis 20 kg bei zehn Umdrehungen pro Minute.

Für 1, 2 und 4 Arbeiter an der Kurbel ergeben sich die in Tab. 11 zusammengestellten Werte des Übersetzungsverhältnisses, welche Neuberechnungen zugrunde gelegt werden können. Die theoretische Übersetzung ist ohne Berücksichtigung von Reibungsverlusten berechnet, das

---

[1]) Für Differentialflaschenzüge und verwandte Systeme ist η im Mittel 30 %, für neuere Konstruktionen mit steilgängiger Schraube und Drucklagerbremse (Becker und andere) wird $\eta = 50$—70 % erreicht.

auszuführende Verhältnis berücksichtigt die in Tab. 4 gegebenen Werte des mechanischen Wirkungsgrades. Nachdem für Winden mehr als drei

Tabelle Nr. 10. Lastgeschwindigkeiten von Flaschenzügen.

Nutzlast Q kg	Hubgeschwindigkeit in m/min.	
	1 Arbeiter	2 Arbeiter
100	2,75—6,5	5,25—12,00
250	1,1 - 2,5	2,0—4,75
500	0,55—1,25	1,0—2,4
750	0,35 – 0,85	0,7—1,6
1000	0,275—0,6	0,5 – 1,1
1500	0,675—0,4	0,35—0,75
2000	0,13—0,30	0,25—0,55
2500	0,11—0,22	0,21—0,4
3000	0,09—0,18	0,17—0,35
4000	0,07—0,14	0,13—0,275
5000	0,055—0,11	0,10—0,2
6000	0,045—0,075	0,085—0,14
7000	0,04—0,065	0,075—0,12
8000	0,035—0,055	0,065—0,10
9000	0,03—0,05	0,055—0,09
10000	0,025—0,045	0,045—0,085

Zahnradübersetzungen nicht üblich sind, ist für Übersetzungen über 1 : 125 meist Rollenzugsanordnung für das Huborgan vorzusehen.

Beispiel: $Q = 8000$ kg, angenommen sind zwei Mann an der Kurbel. Nach Tab. 11 ist das auszuführende Übersetzungsverhältnis 1 : 320. Die Zahl liegt weit über 125, es ist ein Rollenzug anzuordnen; erhält derselbe zwei hängende Trums des Huborgans, so wird die Räderübersetzung 1 : 160, bei drei hängenden Trums ca. 1 : 110. Wird als Huborgan Gliederkette gewählt, so ist dieselbe nach Tab. 19 mit 18 mm Eisenstärke zu nehmen, Drahtseil würde (Tab. 21) 18 mm Durchmesser erhalten. Der Trommeldurchmesser wird mit $25 \cdot \delta = 500$ mm, die Seiltrommel wäre nach Tab. 21 gleichfalls mit 500 mm Durchmesser auszuführen. Das Verhältnis von Kurbelradius zu Trommelradius wird $\frac{400}{250} = 1{,}6$, demnach wird die Räderübersetzung der Winde

$$\frac{320}{3 \cdot 1{,}6} = 67.$$

Der Ausführung könnte

$$\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{5} = 1 : 75$$

zugrunde gelegt werden.

Tabelle Nr. 11. Übersetzungsverhältnis von Winden mit Handbetrieb.

Nutzlast in kg	1 Mann an der Kurbel			2 Mann an der Kurbel			4 Mann an der Kurbel		
	Übersetzung		Last-Geschw. m/min.	Übersetzung		Last-Geschw. m/min.	Übersetzung		Last-Geschw. m/min.
	theoretisch	auszuführen		theoretisch	auszuführen		theoretisch	auszuführen	
100	1 : 5	1 : 6	4,15	—	—	—	—	—	—
200	10	14	1,80	—	—	—	—	—	—
500	25	35	0,72	1 : 12,5	1 : 17,4	1,4	—	—	—
750	37,5	60	0,42	18,75	26	0,96	—	—	—
1000	50	80	0,32	25	35	0,72	1 : 12,5	1 : 17,4	1,4
1500	75	120	0,21	37,5	60	0,42	18,75	26	0,96
2000	100	160	0,15	50	80	0,32	25	35	0,72
2500	125	200	0,125	62,5	100	0,25	31,25	50	0,5
3000	150	240	0,10	75	120	0,21	37,5	60	0,42
4000	200	320	0,08	100	160	0,15	50	80	0,32
5000	250	400	0,06	125	200	0,125	62,5	100	0,25
6000	—	—	—	150	240	0,10	75	120	0,21
7000	—	—	—	175	280	0,09	87,5	140	0,18
8000	—	—	—	200	320	0,08	100	160	0,15
9000	—	—	—	225	360	0,07	112,5	175	0,14
10000	—	—	—	250	400	0,06	125	200	0,125

Anmerkung: Vorstehende Tabelle beruht auf 10 Kurbel-Umdrehungen pro Minute und 20 kg mittlerem Kurbeldruck pro Mann in 400 mm Kurbelradius. Da ein Kran nur verhältnismäßig selten für seine maximale Last gebraucht wird, so ist dieser Wert für den sonst üblichen von 15 kg vorgezogen. In vielen Fällen kann die Leistung der Kurbel noch erhöht werden (kurze Betriebszeit).

Nach diesem Entwurf könnte die Winde eine Last (s. auch Tab. 4)

$$Q = 2 \cdot 20 \cdot \frac{400}{250} \cdot 3 \cdot 0{,}9 \cdot 5 \cdot 0{,}9 \cdot 5 \cdot 0{,}9 \cdot 3 \cdot 0{,}85 = 8850 \text{ kg}$$

unter den angenommenen Voraussetzungen heben.

Wird statt der Trommel der Kettennuß der Vorzug gegeben, so wird die Übersetzung wegen des kleinen Lastmomentes günstiger, so daß zwei hängende Trums für die Lastkette ausreichen. Wird diese als Gallsche Kette ausgeführt, so erhält sie nach Tab. 20 eine Teilung von 55 mm. Der Teilkreisdurchmesser der Daumenrolle wird ca. 2,5 · Kettenteilung (§ 94 b), hiernach ist das Verhältnis von Kurbelradius zu Kettenscheibenradius $\frac{400}{70} = 5{,}72$.

Daraus ergibt sich die für die Zahnräder erforderliche Übersetzung

$$\frac{320}{2 \cdot 5{,}72} = 28.$$

Werden die Räder mit 1 : 2, 1 : 3,5, 1 : 4 ausgeführt, so hebt die Winde

$$Q = 2 \cdot 20 \cdot \frac{400}{70} \cdot 2 \cdot 0{,}9 \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}9 \cdot 4 \cdot 0{,}9 \cdot 2 \cdot 0{,}9 = 8250 \text{ kg.}$$

Die mit der Winde zu erreichenden Hubgeschwindigkeiten sind der Tab. 11 zu entnehmen. Bei angestrengter Bedienung sind wesentlich höhere Werte (bis zu 50%) zu erzielen.

Nachdem die Lastgeschwindigkeiten äußerst gering sind, kommen für das Heben Massenwirkungen nicht in Frage. Beim Senken der Last können allerdings bei unachtsamer Bedienung Stöße durch Massenwirkung auftreten; entsprechende Instruktion für die Bedienung ist stets erforderlich.

2. Transmissionsbetrieb.

§ 57. Die Transmission ist durch den Regulator der Betriebsmaschine an konstante Tourenzahl gebunden. Die für den Kran zur Verfügung stehende Leistung ist nach oben begrenzt durch die zulässige Beanspruchung des Antriebseiles, bzw. der Vierkantwelle und der Wendegetriebe der einzelnen Räderwerke.

Als Seil wird meistens Baumwollseil von 20 mm Durchmesser verwandt, welches mit 15—20 m/Sek. Geschwindigkeit betrieben wird. Als nutzbare maximale Umfangskraft kann für diese Seile 40 kg angenommen werden. Das ergibt für Seilkrane eine Höchstleistung von $\frac{40 \cdot 20}{75} = 10{,}5$ PS. Wenn mit höheren Seilgeschwindigkeiten (bis 22 m/sec.) gearbeitet wird, so erhöht sich die Leistung auf ca. 12 PS, allerdings auf Kosten der Lebensdauer des Seiles. Krane mit Vierkantwellenantrieb weisen zum Teil etwas höhere Leistungen als Seilkrane auf, doch kann im allgemeinen für gangbare Krantypen 10 PS als Maximalleistung für die Königswelle angenommen werden.

Hiernach sind unter Berücksichtigung der gebräuchlichen Durchmesser für die Mitnehmerringe der Reibungskupplungen und des mechanischen Wirkungsgrades nach Tab. 4 die in nachfolgender Tab. 12 angegebenen größten Hubgeschwindigkeiten zu erreichen.

Es hängt von den Betriebsbedingungen eines Kranes ab, ob diese Geschwindigkeiten ausgenutzt werden können. Vielfach werden dieselben nicht erreicht. Selbst bei Lasten unter 7000 kg geht man bei Transmissionsbetrieb nicht über 4 m/Min. hinaus, weil der Anhub der Last aus der Schwebe heftige Stöße beim Einrücken der Kupplung und starke Abnutzung der Reibungsflächen bedingen würde.

Soll in einem bestimmten Fall die Leistung des Kranes unter Beibehaltung des Transmissionsbetriebes wesentlich über den Werten der Tab. 12 liegen, so kommt nur Wellenantrieb in Betracht, welcher bei entsprechender Bemessung mehr als 10 PS leistet.

Tabelle Nr. 12. Übersetzungen und Hubgeschwindigkeiten von Transmissionskranen.

Nutzlast Q kg	Übersetzung		Hubgeschwindigkeit der Last m/min.	Kupplung d. Wendegetriebes	
	theor.	auszuführen		Gebräuchl. Durchmesser d. Mitnehmeringe mm	Umfangsgeschwindigkeit m/sec.
1 000	1 : 1,8	Mit Rück-	4,0		
2 000	3,5	sicht auf	4,0		
3 000	5,3	Stoß und	4,0	200	0,8
4 000	7,1	Abnutzung	4,0		
5 000	8,9	größer als	4,0		
6 000	10,6	1 : 12	4,0 — 6,0		
7 000	12,4	14	3,5 — 5,0		
8 000	14,2	18	2,6 — 4,0		
9 000	16	22	2,0 — 3,0		
10 000	18	24	2,0 — 3,0	200—300	0,8 — 1,2
15 000	26,5	30	1,6 — 2,4		
20 000	35,5	40	1,2 — 1,8		
25 000	44,5	50	1,0 — 1,4		
30 000	53	60	0,95— 1,3		
35 000	62	72	0,9 — 1,2		
40 000	71	84	0,85— 1,15		
45 000	80	90	0,8 — 1,0		
50 000	89	98	0,72— 0,9	300—400	1,2 — 1,6
55 000	97,5	120	0,6 — 0,8		
60 000	103	150	0,48—0,65		

Anmerkung: Der vorstehenden Tabelle ist eine Leistung von 10 PS bei 80 Umdrehungen der Königswelle pro Minute zugrunde gelegt.

Für Neuentwürfe ist Tab. 12 wie folgt zu benutzen.

Beispiel: Laufkran mit Nutzlast von 30 t. Kupplungsdurchmesser nach Tab. 12 200—300 mm, angenommen zu 250 mm. Kettenführung nach Fig. 108; hiernach ist gemäß Tab. 19 eine Kette von 90 mm Teilung erforderlich. Teilkreisdurchmesser der Kettentreibscheibe (§ 94 b) 206 mm. Die Übersetzung ist nach Tab. 12 1 : 60 zu nehmen, das ergibt für die Räder des Windwerks $\frac{60 \cdot 206}{2 \cdot 1 \cdot 250} = \sim 25$, derselben entspricht die praktische Ausführung von zwei Übersetzungen 1 : 5,0 und 1 : 5. Für die Kupplung ergibt sich hiernach eine Umfangskraft

$$P = 30000 \cdot \frac{1}{2 \cdot 0,86} \cdot \frac{1}{5,0 \cdot 0,9} \cdot \frac{1}{5,0 \cdot 0,9} \cdot \frac{1}{0,9} \cdot \frac{206}{250} = \sim 795 \text{ kg}.$$

Dies ist nach Tab. 30 noch zulässig. Die nach Tab. 12 angenommene Lastgeschwindigkeit von 1,0 m/min. ergibt für die Kupplung eine Umfangs-

geschwindigkeit von $\frac{1.0 \cdot 60}{60} = 1.0$ m/sec. Das entspricht einer Tourenzahl der Königswelle von $\frac{60 \cdot 1.0}{0.25 \cdot \pi} = 76.5$.

Die von der Kupplung des Hubwindwerkes bei größter Last zu übertragende Leistung berechnet sich zu

$$N_i = \frac{795 \cdot 1.0}{75} = 10.6 \text{ PS.}$$

Theoretische Hubarbeit der Last

$$N_e = \frac{30\,000 \cdot 1.0}{60 \cdot 75} = 6.7 \text{ PS,}$$

$$\eta = \frac{6.7}{10.6} = 62.5\,\%.$$

Der Kran dürfte bei voller Last nur mit einem Gang zurzeit laufen, wenn übermäßige Beanspruchungen des Antriebseiles vermieden werden sollen. Jedoch bleibt zu berücksichtigen, daß im Betriebe nur selten diese Last gehoben wird, daß also meistens der Katzgang oder der Fahrgang zu gleicher Zeit eingerückt werden können.

Die Kupplungen für den Katz- und Fahrgang werden genau so ausgeführt wie die Hubkupplung: bezüglich des Rechnungsganges für Bestimmung der Räderteilungen etc. wird auf die Beispiele des Abschn. VI verwiesen.

Tabelle Nr. 13. Lastgeschwindigkeiten ausgeführter Transmissions-Laufkrane.

Nutzlast kg	Hub m min.		Katzen m min.		Fahren m min.	
	Normal-Last	kleine Last	Normal-Last	kleine Last	Normal-Last	kleine Last
10 000	1,75	3,75	8	—	14	—
15 000	1,25	3,0	6	—	13	—
20 000	1,1	1,85	5	—	12	—
25 000	0,9	1,5	5	8	7,5	13,5
30 000	0,75	1,2	4,5	8	11,25	—
40 000	0,65	1,0	6	—	10	—

In Tab. 13 sind Geschwindigkeiten für die Lastbewegungen ausgeführter Transmissionskrane für Gießerei- und Montagewerkstätten zusammengestellt. Für kleinere Lasten sind vielfach auswechselbare Vorgelege für größere Geschwindigkeiten vorgesehen.

Von Transmission betriebene Veloziped- oder Drehkrane haben meistens nur für kleinere Lasten zu dienen so daß man für dieselben mit 16 mm Baumwollseil auskommt. Bei 25 kg nutzbarer Umfangskraft ergibt sich bei 15 m Seilgeschwindigkeit eine Leistung von 5 PS, welche der Berechnung der Kupplungen und der Triebwerke zugrunde zu legen ist.

3. Dampfbetrieb.

§ 58. Kurbelwellendampfmaschine (vgl. § 32.) Ausführungsform stets Zwillingsmaschine. Es sind zwei wesentlich verschiedene Arbeitsweisen zu unterscheiden: Entweder läuft die Maschine ständig und die verschiedenen Bewegungen werden lediglich durch Handhabung der Wendegetriebe eingeleitet, oder die Maschine selbst wird mit jeder Bewegung neu angelassen, nachdem bei ruhender Kurbelwelle die betreffende Kupplung eingerückt ist.

Die Krane mit ständig laufender Maschine ähneln in ihrer Betriebsweise den Transmissionskranen, sie gestatten jedoch eine Änderung der Tourenzahl durch Verstellung eines sog. Manövrierschiebers (Dampfdrosselung) (vgl. Taf. XIII u. XIV); die Einhaltung der zulässigen Grenzen ist von der Aufmerksamkeit der Bedienung abhängig, Regulatoren sind nicht üblich.

Bei der zweiten Arbeitsweise ist die Maschine eine sogenannte Reversiermaschine, welche durch eine Kulissensteuerung (Stephenson, Gooch, Allan) von maximaler Füllung vorwärts auf maximale Füllung rückwärts gestellt werden kann.

Bei der Berechnung der Räderübersetzungen geht man zweckmäßig von der Tourenzahl der Kurbelwelle aus, die wegen der auftretenden Massenkräfte nicht über 200 pro min. liegen sollte; besser beschränkt man sich auf $n = 150$, umsomehr als auch die Verwendung von Wendegetrieben auf Einhaltung dieser Zahl als obere Grenze hinweist. Im übrigen berechnet man auf Grund der angenommenen Anordnung (§ 26, 31—37) unter Berücksichtigung mittlerer Widerstände (§ 6) das erforderliche Antriebsmoment M (cm/kg) der Kurbelwelle. Dies Moment ist von einer Kurbel auf Mitte Hub zu leisten; d. h. ist D der Zylinderdurchmesser in cm, p der Druck im Schieberkasten in kg/qcm Überdruck, s der Hub der Maschine in cm, so wird

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p \cdot \frac{s}{2} = M.$$

Das Verhältnis $\frac{s}{D}$ kann zu 1,2—1,5 angenommen werden, so daß

$$D^3_{cm} = \frac{2,5\ M}{\frac{s}{D} \cdot p}.$$

Aus praktischen Gründen (um bei abgefallenem Dampfdruck noch arbeiten zu können, und wegen des bisweilen stark schwankenden mechanischen Wirkungsgrades der Maschine) wählt man

$$D^3_{cm} = \frac{5 \cdot M_{cm/kg}}{\frac{s}{D} \cdot p_{kg/qcm}}.$$

Die für das Heben reichlich berechnete Maschine reicht fast immer auch für das Schwenken und Fahren aus, stets empfiehlt sich aber eine diesbezügliche Untersuchung für Lokomotivkrane, welche z. T. mit großen Geschwindigkeiten (bis zu 120 m/min.) und auf geneigtem Terrain arbeiten müssen; auch ist zu berücksichtigen, daß die Zugkraft (wenn alle Lauf räder Triebräder sind) nicht mehr als ca. 15 % des Krangewichtes be tragen kann, weil sonst die Triebräder schleifen. Über zulässigen Schienen druck der Laufräder s. § 112.

§ 59. Füllung, Schwungrad. Maschinen, welche mit konstanter Füllung arbeiten, die wegen sicheren Anlaufens stets größer als 50 % sein muß, bedürfen nicht unbedingt eines Schwungrades, weil die vorhandenen rotierenden Massen der Kurbelwelle und Königswelle etc. bei eingerückten Kupplungen für hinreichend ruhigen Gang sorgen; immerhin sind, um bei dem häufigen Ein- und Ausrücken der Kupplungen und den damit verknüpften plötzlichen Be- und Entlastungen ruhigen Gang zu sichern, Schwungräder empfehlenswert.

Soll die Regulierung der Maschine lediglich durch Veränderung der Füllung vorgenommen werden, so wird gleichfalls zweckmäßig ein Schwungrad vorgesehen, da für langsamen Gang die Schwungmassen der Triebwerke nicht genügen, und bei ausgerückten Kupplungen die Maschine stoßweise arbeitet und schlecht zu steuern ist.

Der Durchmesser des Schwungrades hat sich vor allem nach dem vorhandenen Platz zu richten. Wenn nicht besondere Vorschriften hier maßgebend sind, kann gewählt werden:

Schwungrad Durchmesser ca. 5 D
Kranzbreite . . . . . . $^1/_3$ D
Kranzhöhe . . . . $^1/_2$ D.

Für eine Maschine von 200 mm Zylinderdurchmesser würde sich hiernach ein Schwungrad von 1000 mm Durchmesser und ca. 150 kg Kranzgewicht ergeben.

§ 60. Kolben mit Rollenzugsanordnung. Die Berechnung der Zylinderabmessungen erfolgt unter Berücksichtigung der allgemeinen Anordnung und der Wirkungsgrade (Tab. 4) mit mindestens 25 % Überschuß als Sicherheit gegen starken Druckabfall im Dampfkessel. Das Wesentlichste dieser Krane ist die hydraulische Brems- und Haltevorrichtung. Dieselbe hat mit ihren Hilfsapparaten den Zweck, Durchgehen des Kolbens bei kleiner Last oder plötzlicher Entlastung bei Bruch des Huborgans zu verhindern, das Halten der Last in der Schwebe unabhängig von der Kondensation des Arbeitsdampfes zu bewirken, und Regulierung der Senkgeschwindigkeit zu ermöglichen.

Ausführliches vgl. Abschnitt VI, Beispiel Nr. 3.

§ 61. Kessel für Dampfkrane. Erhält ein Dampfkran seinen eigenen Kessel, so ist derselbe so zu bemessen, daß bei lebhaftem Betrieb der

Dampfdruck ohne Schwierigkeit gehalten werden kann. Für die gangbaren Größen von Dampfkranen (1500 bis 7500 kg Tragkraft) finden sich Kessel mit wasserberührter Heizfläche von 8—12 qm bei 0,25 bis 0,5 qm Rostfläche. Der Kessel wird fast ausschließlich in stehender Anordnung mit Feuerbüchse und Quersiedern (vgl. Taf. XIII) oder stehenden Siederohren ausgeführt. Der Wasserinhalt beträgt 0,8—1,5 cbm, der Dampfdruck schwankt bei den verschiedenen Ausführungen zwischen 7,5 und 10 kg/qcm Überdruck.

Die Feuerungen der Kessel müssen durch Dämpfervorrichtungen und verstellbare Aschfalltüren vom Führerstand aus regulierbar sein, um die Dampfentwicklung dem Betrieb anpassen zu können. Zur schnellen Dampfentwicklung empfiehlt sich bisweilen Anordnung eines Hilfsblasrohres, durch welches zur Verstärkung des Zuges direkter Dampf in den Schornstein geblasen wird.

§ 62. Zentrale Dampfversorgung. Für große Hafenbetriebe, welche lange, mit Kranen dicht besetzte Kaifronten aufweisen, die überdies durch rege Lösch- und Ladetätigkeit von Schiffen stark beansprucht sind, liegt die Zentralisation der Dampfversorgung nahe. Derartige Anlagen besitzt Hamburg am Kirchenpauer-, Petersen- und Asiakai.

Die Anlage am Asiakai umfaßt bei einer Kailänge von ca. 1000 m 29 Krane von je 2500 kg maximaler Nutzlast bei 11 m Ausladung. Der für den Betrieb erforderliche Dampf wird in einer in der Mitte des Kais belegenen Dampfzentrale erzeugt. Dieselbe besteht aus fünf Wasserrohrkesseln, von denen vier je 68,11 qm Heizfläche und 1,47 qm Rostfläche, und einer 96,47 qm Heizfläche und 1,92 qm Rostfläche besitzen. Die Betriebsspannung der Kessel beträgt 10 kg/qcm Überdruck, es wird mit einer mittleren Überhitzungstemperatur von ca. 280° C an den Überhitzern (insgesamt ca. 70 qm) gearbeitet.

Beispiel eines Kranes mit zentraler Dampfversorgung vgl. Abschnitt VI, Beispiel 3.

4. Druckwasserbetrieb.

§ 63. Ersatz des Betriebswassers. Für das zum Kranbetrieb verwandte Druckwasser sind Pressungen von 25 bis 75 kg/qcm üblich, die meisten Anlagen arbeiten mit 50 kg/qcm. Der Druck wird durch Gewichts-Akkumulatoren auf dem festgesetzten Wert erhalten; die Speisung des Rohrnetzes erfolgt durch Preßpumpen, deren Gang durch besondere Reguliervorrichtungen der Akkumulatorstellung entsprechend geregelt wird.[1])

Das von den Kranen abfließende Verbrauchswasser wird entweder durch ein besonderes Leitungsnetz wieder zur Pumpstation zurückgeleitet, um von neuem verwandt zu werden, oder es läuft frei von der Verbrauch-

[1]) Über Einrichtung und Betrieb hydraulischer Kraftzentralen vgl. Z. 1894. S. 1203.

stelle ab, während den Saugbassins der Pumpen stets neues Wasser zugeführt wird; im ersten Fall ist Zusatz neuen Wassers nur zur Ergänzung des Abganges durch Leckagen, Abkoppeln der Krane vom Netz etc. erforderlich. Die Anlagen mit Rückleitung des Wassers zur Zentrale sind am weitesten verbreitet, weil selbst bei freiem Ablauf des Wassers meistens doch Rohrleitungen bis zu den Hauptabzugskanälen zu legen sind (ausgenommen Hafenkrane, welche einen direkten Ablauf in das Hafenbassin gestatten, wie z. B. in Bremen), und anderseits die Wiederbenützung des Arbeitswassers durch Ersparung laufender Ausgaben für Wasserbeschaffung unter Umständen beträchtliche Vorteile bietet.

§ 64. Schädliche Eigenschaften des Betriebswassers. Für den Betrieb von hydraulischen Kranen kommen verschiedene Eigenschaften der Arbeitsflüssigkeit in Betracht, die z. T. auf chemischem, z. T. auf physikalischem Gebiete liegen. Chemische Einwirkungen, welche Zerstörung des Leitungsmaterials zur Folge haben, sind bei Zusatz von Salzen (Chlormagnesium) zwecks Erniedrigung des Erstarrungspunktes beobachtet worden (Magdeburger Hafenanlagen); auch bei Wasserreinigungsanlagen kann bei nicht vorsichtiger Bemessung der Salz- etc. Zusätze Gefahr für die empfindlichen Steuerungsorgane bestehen.

Von den physikalischen Eigenschaften der Arbeitsflüssigkeit sind von Wichtigkeit: Plötzliche Erstarrung bei niederer Temperatur (Frostgefahr), zerstörende Wirkung bei mechanischen Verunreinigungen durch Sand etc., Reibung an den Rohr- etc. -Wänden, Massenwirkung bei plötzlichem Richtungs- und Querschnittswechsel, bei plötzlicher Einschaltung oder Aufhebung großer Widerstände (Schnelles Schließen und Öffnen von Schiebern und Ventilen, Rohrbrüche) sowie bei Anwesenheit von Luft.

§ 65. Beseitigung der Frostgefahr. Der Zusatz von Salzen zur Erniedrigung des Erstarrungspunktes hat sich in der Praxis nicht bewährt, Mischungen von Glyzerin etc. sind zu kostspielig und bedürfen wegen der unter Umständen auftretenden Schwerflüssigkeit der Mischung besonderer Aufmerksamkeit. Die Sicherung gegen Frostschäden muß daher durch entsprechende Anlage des Rohrsystems und der Maschinen, sowie durch geeignete Betriebsvorschriften erreicht werden.

Während des Betriebes ist ein Schutz gegen Einfrieren durch Anwärmung des Wassers in der Zentrale und durch Anordnung von Zirkulationsventilen als direkte Verbindung zwischen Druckleitung und Rücklaufleitung zu erreichen, welche, besonders an exponierten Stellen, das Auftreten von ruhenden Wassermassen verhindern. Verkleidung von Röhren und Zylindern nebst Steuerapparaten läßt sich nicht in zuverlässiger Weise durchführen und kann zu Zeiten starken Frostes das Eintreten einer Katastrophe nur verzögern, nicht aber verhüten. Für die Erwärmung des Wassers genügt meistens der Abdampf der Pumpen, da mit Rücksicht auf die Ausdehnungsverhältnisse der Rohrleitungen und die

Flanschdichtungen die Erwärmung in niedrigen Grenzen gehalten werden muß. Über Kompensationseinrichtungen s. § 114.

In größeren Betriebspausen ist sicherer Schutz vor der Gefahr des Einfrierens nur durch vollständige Entwässerung der Leitung, soweit dieselbe nicht frostsicher liegt, zu erreichen. Dieselbe bildet daher eine wesentliche Grundlage für den Entwurf des Rohrplanes; Hochdruck- und Niederdruckleitung müssen, falls nicht besondere Geländeschwierigkeiten vorliegen, bis zur Zentrale hin Gefälle haben, die Bildung von Wassersäcken ist zu vermeiden, wo dies nicht möglich ist, müssen besondere Entwässerungshähne oder -Ventile vorgesehen werden; dabei ist nicht zu übersehen, daß jedes mehr zu bedienende Entwässerungsventil den Betrieb der Anlage verteuert und kompliziert. Zylinder und Schieber nebst ihren Verbindungsleitungen müssen bezüglich der Entwässerungsvorrichtungen besonders sorgfältig behandelt werden. Längere Ablaufrohre, wie dieselben vielfach bei Dampfzylinderentwässerungen üblich sind, sind für hydraulische Anlagen vollkommen zu verwerfen, weil sie bei verhältnismäßig geringem Frost fest einfrieren und dann vollständig versagen.

§ 66. Beseitigung von mechanischen Verunreinigungen durch Sand etc. Bei den kleinen Durchflußquerschnitten der Steuerungsorgane können Verunreinigungen des Wassers sehr störend sein, indem sie das Schließen des Ventiles oder Schiebers verhindern oder bei den hohen auftretenden Durchflußgeschwindigkeiten (vgl. § 71) starke Abnützungen verursachen. Von vornherein ist daher auf peinlichste Fernhaltung von Verunreinigungen zu sehen; neue, in Betrieb zu nehmende Rohrstränge sind längere Zeit kräftig durchzuspülen, Bohrspäne, Packungsreste müssen bei Montagen von Zylindern, Schiebern und Ventilen sorgfältig entfernt werden. Für den späteren Betrieb sind Reinigungsvorrichtungen für das in die Saugbehälter der Pumpen zu führende Wasser vorzusehen (Siebfilter mit hinreichendem Querschnitt); die Saugbehälter selbst sind entsprechend vor Eindringen von Verunreinigungen zu schützen. In den Hauptrohrleitungen, in denen das Wasser geringe Geschwindigkeit hat, sind an passenden Stellen Schlammsäcke anzuordnen, in welchen Verunreinigungen des Wassers sich absetzen und so durch Ausblaseventile während des Betriebes entfernt werden können. Zweckmäßig ist die Anordnung von Siebkästen kurz vor den Steuerschiebern, welche feine, auswechselbare Siebplatten enthalten. Der Durchflußquerschnitt dieser Siebe, welche Löcher von ca. 0,5 mm Durchmesser erhalten[1]), muß mindestens gleich dem zweifachen Rohrquerschnitt sein.

§ 67. Reibung an den Rohr- etc. -Wänden. Für gerade Rohrstränge läßt sich der Widerstand, ausgedrückt als Verlust an Druckhöhe (Widerstandshöhe) nach Fig. 237 bestimmen, welche eine Zusammenstellung der Werte als Funktion des Rohrdurchmessers und der Durchflußgeschwindigkeit

---

[1]) Vgl. Z. 1894. S. 1208.

enthält. Krümmer, für welche der mittlere Krümmungsradius nicht kleiner als der doppelte lichte Rohrdurchmesser genommen werden sollte, ergeben bei 90° Ablenkung und verschiedenen Wassergeschwindigkeiten nachstehende Verluste an Widerstandshöhe (hw):

v m/sec =	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0
h_w =	0,001	0,003	0,005	0,0075	0,017	0,03	0,07	0,12

Für senkrechte Abzweige ohne Krümmer kann der zehnfache Betrag als Widerstandshöhe angenommen werden. Für scharfe Krümmer ist ein entsprechend geschätzter Zwischenwert zu wählen. Für vollständig geöffnete Ventile mit günstig gestaltetem Durchflußkanal (und nur solche sind für hydraulische Anlagen zu verwenden) geben die vorstehenden Zahlen unter Berücksichtigung der gesamten Ablenkung als Vielfaches von $\frac{\pi}{2}$ gleichfalls einen Anhalt für die Beurteilung der Widerstandsverluste.

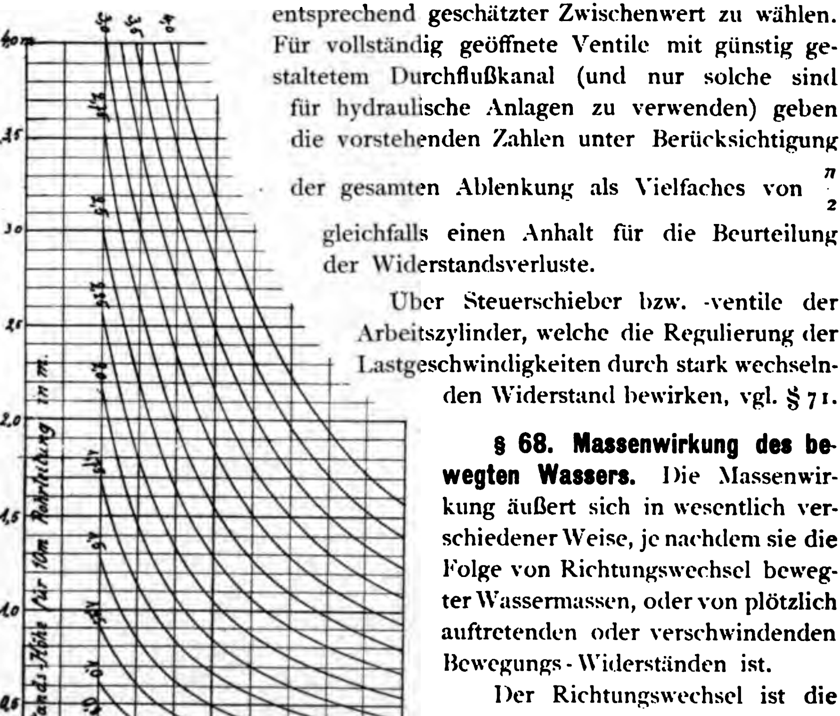


Fig. 237.

Über Steuerschieber bzw. -ventile der Arbeitszylinder, welche die Regulierung der Lastgeschwindigkeiten durch stark wechselnden Widerstand bewirken, vgl. § 71.

§ 68. Massenwirkung des bewegten Wassers.

Die Massenwirkung äußert sich in wesentlich verschiedener Weise, je nachdem sie die Folge von Richtungswechsel bewegter Wassermassen, oder von plötzlich auftretenden oder verschwindenden Bewegungs-Widerständen ist.

Der Richtungswechsel ist die Ursache der sogenannten Kontraktion, die demnach als Folgeerscheinung der Massenwirkung um so größer ausfallen muß, je größer die Strömungsgeschwindigkeit an sich ist. Die Kontraktion wirkt auf die Strömungsverhältnisse des Wassers insoferne ungünstig ein, als sie den Querschnitt nicht ganz auszunützen gestattet und bei vorgeschriebener Wassermenge in dem verengten Querschnitt höhere Durchflußgeschwindigkeit, d. h. Druckhöhenverlust, verlangt, als bei Nichtvorhandensein der Kontraktion erforderlich wäre. Nach Fig. 237 wächst der Widerstand einer Leitung mit höherer Potenz der Durchflußgeschwindigkeit, und sind daher Stellen erheblicher Kontraktion Quellen beträchtlich erhöhten

Widerstandes. Der Einfluß desselben wird praktisch deutlich bemerkbar bei den hohen Geschwindigkeiten in den Regulierorganen der Arbeitszylinder; hier ist er Zweck der Konstruktion. Die Zu- und Ableitungen für das Gebrauchswasser hingegen dürfen durch die Ventile nicht verengt werden. Werden der Ausführung der Leitungsquerschnitte Wassergeschwindigkeiten kleiner als 1 m/sec. für die Hauptleitungen und kleiner als 5 m für die Nebenleitungen zu Grunde gelegt, so entstehen nur unwesentliche Verluste durch Kontraktion, die bei Rechnungen vernachlässigt werden können.

Die Massenwirkung bei plötzlichem Auftreten von hohen Bewegungswiderständen infolge schnellen Abschlusses von Schiebern etc. wird

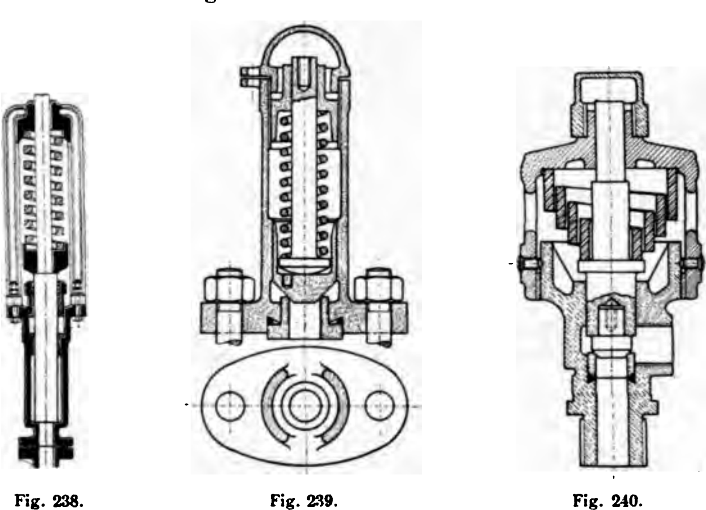


Fig. 238. Fig. 239. Fig. 240.

zunächst eine momentane Ausdehnung der Wandungen bewirken, die dann wieder zusammenfedern und eine rückläufige Druckwelle erzeugen, welche den Akkumulator entsprechend anhebt. Durch derartige Stöße wird das Wandungsmaterial stark überlastet, so daß unter Umständen bei sehr schnellem Abschluß Rohrbrüche eintreten. Zur Entlastung der Rohrwandungen empfiehlt sich der Einbau von Eilertschen Stoßbuffern[1]) (Fig. 238) an den Stellen, welche den Abschluß langer Wassersäulen bilden. Bei ausgedehnteren Rohrnetzen wirken die an diversen entfernten Punkten aufgestellten Hilfsakkumulatoren bis zu gewissem Grade gleichfalls als Stoßbuffer; wegen der großen Massen ist die Wirkung jedoch verhältnismäßig träge. Bei Wassergeschwindigkeiten von 1 m/sec. genügen Stoßbuffer in Abständen von 100 m, die bei höheren Geschwindigkeiten zu reduzieren sind. An Stelle der Stoßbuffer werden auch Sicherheitsventile verwandt (Fig. 239, 240). Zur Erreichung günstiger Wirkung sind weiche Federn mit langsam wachsender Federkraft für Buffer und Ventile zu verwenden.[2])

[1]) Z. 1894, S. 1208.

[2]) Vorzügl. Federtabelle siehe Z. d. V. d. I. 1891, S. 1398.

Mit Rücksicht auf die schädlichen Massenwirkungen muß auch das Auffüllen entleerter Leitungsabschnitte, wenn dasselbe von der Hochdruckleitung aus geschehen muß, vorsichtig ausgeführt werden, da hierbei unter Umständen das plötzliche Eintreten des Akkumulatordruckes im letzten Moment der Füllung nach Austritt der Luft mit der plötzlichen Beanspruchung durch die Massenwirkung zusammenfällt.

§ 69. Die Störungen durch Anwesenheit von Luft in den Leitungen sind zweierlei Art und beruhen auf dem großen Massenunterschied zwischen Wasser und Luft (ca. 15,4:1 bei 50 kg/qcm Druck) und auf der Expansionsfähigkeit der Luft. Der Massenunterschied äußert sich durch heftige Wasserschläge infolge von Bewegungsstörungen bei Richtungs- und Geschwindigkeitswechsel und bei Eintritt in senkrecht verlaufende Leitungsstränge; die Expansionsfähigkeit der Luft stört bei Anwesenheit größerer Mengen die Steuersicherheit der Zylinder, indem sie beim Eintritt in dieselben wegen des stets vorhandenen beträchtlichen Druckgefälles (vgl. § 70, 71) expandiert und beim Senken den Massenwirkungen zu Ende des Hubes durch Federung stark nachgibt, so daß sanftes Absetzen der Luft unmöglich ist.

Die Luft muß bei Auffüllen der Leitung daher sorgfältig entfernt werden, hieraus folgt eine wichtige Konstruktionsgrundlage für Ausarbeitung von Rohrplänen. Wo Luftsäcke nicht zu vermeiden sind, sind Luftventile anzuordnen, welche bei Füllung und Entleerung der Leitung zur Wirkung kommen (hier gilt ähnliches wie für Entwässerungsventile, vgl. § 65).

§ 70. Wirkungsweise des Druckwassers in den Arbeitszylindern. Das Druckwasser wird durch besondere, vom Kranführer bediente Steuerungsorgane den Arbeitszylindern für die einzelnen Lastbewegungen zugeführt, in welchen es auf einfach- oder doppeltwirkende Kolben einwirkt, deren Bewegung direkt oder durch entsprechende Übersetzung auf die Last übertragen wird.

Die bei der Bewegung auftretenden Vorgänge lassen sich am besten für das Heben und Senken der Last verfolgen, das Resultat läßt dann Schlüsse auf die anderen Lastbewegungen zu.

Hat ein Kolben von einer wirksamen Fläche F (qcm) den Hub s (m) zurückgelegt, so hat er der Druckleitung ein Wasserquantum $F \cdot s$ entnommen, dem unter Berücksichtigung des Akkumulatordruckes p_0 (kg/qcm) eine aufgewandte Arbeit in mkg

$$L_i = F \cdot s \cdot p_0$$

entspricht. Gleichzeitig ist die Nutzlast G (kg) um die Höhe h (m) gehoben, die Nutzleistung ist durch den Betrag

$L_e = G \cdot h$ gegeben. Das Verhältnis $\eta = \frac{L_e}{L_i} = \frac{G \cdot h}{F \cdot s \cdot p_0}$

ergibt den Wirkungsgrad des Vorganges. Den Wert von η bestimmen Arbeitsverluste durch: Widerstände in der Zuflußleitung vom Akkumulator

bis zum Steuerschieber, Stopfbüchsenreibung, Widerstände in der Übersetzung vom Kolben bis zum Lasthaken, mitzuhebende tote Last und Widerstand beim Durchströmen des Steuerungsorganes.

Die Widerstände in der Zuflußleitung bewegen sich innerhalb geringer Werte, wenn die in § 67 und 68 angegebenen Geschwindigkeiten nicht überschritten werden. Bei einer mit 50 Atm. arbeitenden Anlage würde der Verlust in der Zuleitung bei 500 m Hauptleitung von 100 mm Durchmesser mit 1 m Wassergeschwindigkeit, 50 m Nebenleitung von 40 mm Durchmesser mit 4 m Geschwindigkeit und in jedem Teil drei Krümmern von 90° sich wie folgt berechnen:

Nach Fig. 237 Widerstandshöhe der Hauptleitung .	6,0	m
desgl. der Nebenleitung .	19,25	»
Nach § 67 drei 90°-Krümmer mit $v = 1$ m . . .	0,02	»
desgl. $v = 4$ m . . .	0,36	»

das ergibt einen Gesamtverlust von 25,63 m gleich ca. 5 %. Für weit verzweigte, voll belastete Netze kann als Mittelwert 5 % Druckverlust für die nahe der Zentrale stehenden, bis zu 15 % für die entfernt stehenden Krane angenommen werden.

Die Stopfbüchsenreibung ist bei nicht sorgfältiger Überwachung außerordentlich verschieden, die Anwendung irgend welcher Werte muß daher sorgfältige, sachgemäße Instandhaltung voraussetzen; ist diese gewährleistet, so kann der Arbeitsverlust durch Stopfbüchsenreibung zu ca. 5—10 % der indizierten Zylinderarbeit angenommen werden; für Bestimmung der indizierten Zylinderleistung ist der im Zylinder tatsächlich vorhandene Druck p_i und nicht der Akkumulatordruck p_0 heranzuziehen.

Die Widerstände der Übersetzung vom Kolben bis zum Lasthaken lassen sich nach der Tabelle 4 in einfacher Weise berechnen; der Arbeitsaufwand zum Heben toter Last ergibt sich aus der Gesamtanordnung des zu untersuchenden Kranes.

Bei der Beurteilung von Indikatordiagrammen der Hubzylinder ist zu berücksichtigen, daß die Differenz der Druckkurve für Auf- und Niedergang (vergl. Fig. 246) dem doppelten Betrag der Verluste durch Stopfbüchsenreibung, des Huborganes etc. entspricht; Annahme des mittleren indizierten Drucks für Auf- und Abwärtsgang würde eine Vernachlässigung dieser Reibungsverluste bedeuten.

§ 71. Widerstände in den Steuerungsorganen, Rechnungsgrundlagen für Hubzylinder. Die auf Taf. XVII zusammengestellten Indikatordiagramme eines Hubzylinders (vgl. Abschn. VI, Beisp. 5) geben ein Bild über Arbeitsbeträge, welche in den Steuerschiebern zu vernichten sind. Unter Vernachlässigung der Zuleitungswiderstände sind bei dem untersuchten Kran bei Leerlauf ca. 40 kg/qcm, bei voller Last ca. 20 kg/qcm von dem Akkumulatordruck (60 kg/qcm) abzudrosseln, d. h. durch Reibung und ihre Folgeerscheinungen zu vernichten. Die auftretenden Durchflußgeschwindigkeiten

für den Schieber sind an Hand des Diagramms Fig. 241 zu beurteilen[1]): Trägt man auf der Ordinatenachse eine Strecke $OA = p_0$ (Schieberkastendruck annähernd gleich dem Akkumulatordruck) auf, auf der Abszissenachse $OB = v_0$ die der Druckdifferenz p_0 entsprechende Ausflußgeschwindigkeit

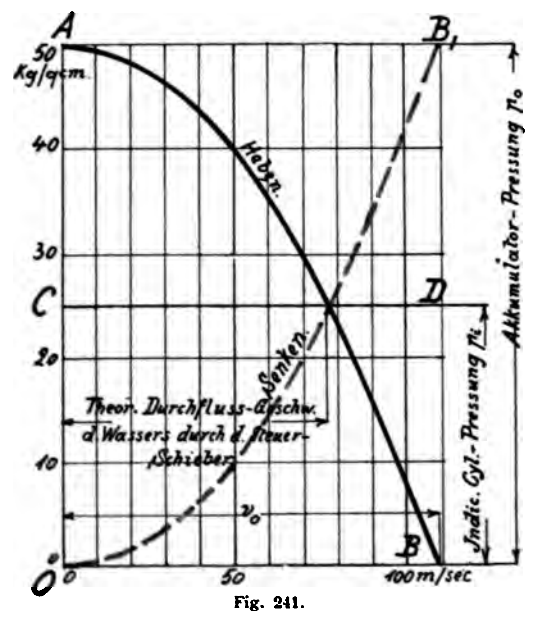


Fig. 241.

$$v_0 = \sqrt{2g \cdot 10 \cdot p_0}$$

und zeichnet die Kurve AB als Parabel mit dem Scheitel in A, so ergibt jede Horizontale CD, welche im Abstand eines bestimmten indizierten Zylinderdruckes p_i parallel zu OB gezogen ist, die theoretische Durchflußgeschwindigkeit v des Wassers im engsten Schieberquerschnitt an. Wird von einer Kontraktion etc. zunächst abgesehen, und wird der Schieber stets zum vollen Betrag f geöffnet, so ist für den Beharrungszustand des Lasthubes die Kolbengeschwindigkeit

$$c = v \cdot \frac{f}{F},$$

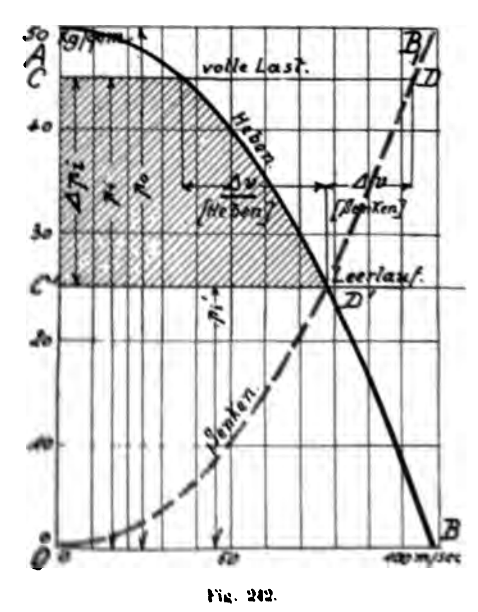


Fig. 242.

d. h. die Kurve AB des Diagramms Fig. 241 gibt auch die Werte der theoretischen Kolbengeschwindigkeiten für die verschiedenen Belastungen an. Liegt nun die Linie CD, entsprechend dem p_i für maximale Last, nahe am Scheitel der Parabel (Fig. 242), so wird die Differenz Δv der Geschwindigkeiten zwischen Leerlauf und Vollast sehr beträchtlich sein; allerdings fallen die Arbeitsverluste durch Drosselung verhältnismäßig gering aus, der Zylinder klein im Durchmesser. Will man nur mäßige Geschwindigkeitsdifferenzen zwi-

[1]) Vergl. Verhandl. des Vereins zur Bef. d. Gewerbefl. 1905, S. 281.

schen Leerlauf und Vollast haben, so muß man die Linie CD entsprechend dem p_i für maximale Last weiter ab von A legen (Fig. 243), dann werden aber die Drosselungsverluste größer, die Kolben erhalten bei gleichemHube größere Durchmesser. In allen Fällen, in denen man mit unzuverlässiger Bedienung zu rechnen hat, würde man daher die Verhältnisse nach Fig. 243 wählen, um stets vollständige Öffnung des Schiebers gestatten zu können, ohne Gefahr für Durchgehen der Maschine bei kleiner Last. Verfügt man über zuverlässige Bedienung, so könnte man der Berechnung des Zylinders das Diagramm Fig. 242 zugrunde legen, dann muß der Schieber aber unter genauer Beobachtung der Last gesteuert werden.

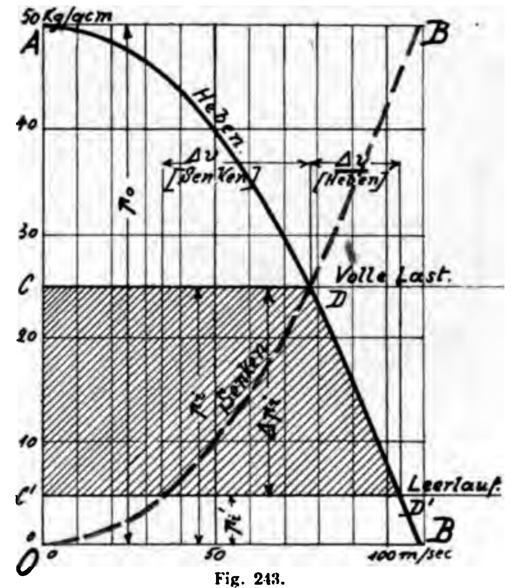


Fig. 243.

Beispiel: Leitungsdruck 50 kg/qcm. Der erforderliche Kolbendruck für Vollast soll 16000 kg, für Leerlauf 4000 kg betragen, Kolbengeschwindigkeit für Vollast 50 mm/sek.

1. p_i angenommen zu 90% von p_0, d. h. 45 kg/qcm.

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot 45 = 16000,$$

$$F = \frac{D^2 \pi}{4} = 356 \text{ qcm};$$

$$D = 215 \text{ mm}.$$

Die Durchflußgeschwindigkeit für den Schieber wird nach Diagr. Fig. 241

$$v = \sqrt{2 g \cdot 10 (50-45)} = 31,4 \text{ m}.$$

Hiernach wird der Schieberquerschnitt

$$f = 356 \cdot \frac{0,05}{31,4} = 0,567 \text{ qcm}.$$

Für Leerlauf wird der Zylinderdruck

$$p_i' = \frac{4000}{356} = 11 \text{ kg/qcm},$$

$$v' = \sqrt{2 g \cdot 10 (50-11)} = 88 \text{ m/sek.},$$

$$c' = 88 \cdot \frac{0,567}{356} = 0,14 \text{ m/sek.},$$

$$\frac{c'}{c} = \frac{0,14}{0,05} = 2,8.$$

2. p_i angenommen zu 50% von p_0, d. h. 25 kg/qcm.

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot 25 = 16000,$$

$$F = \frac{D^2 \pi}{4} = 640 \text{ qcm}; \; D = 285 \text{ mm}.$$

$$v = \sqrt{2 g \cdot 10 \, (50-25)} = 70 \text{ m/sek.},$$

$$f = 640 \cdot \frac{0{,}05}{70} = 0{,}45 \text{ qcm}.$$

Für Leerlauf wird in diesem Fall:

$$p_i' = \frac{4000}{640} = 6{,}25 \text{ kg/qcm},$$

$$v' = \sqrt{2 g \cdot 10 \, (50-6{,}25)} = 93 \text{ m/sek.},$$

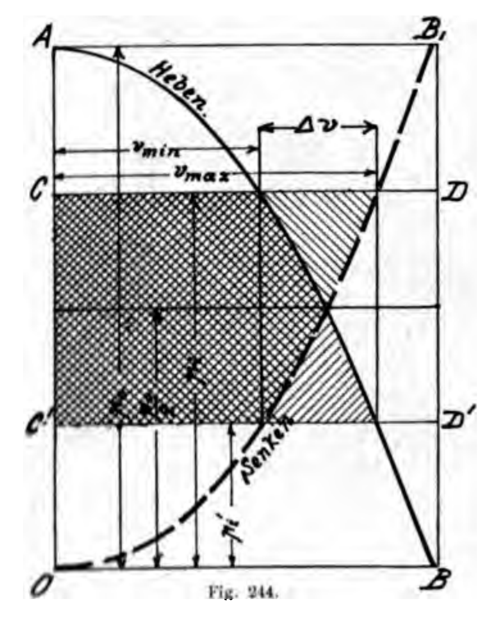


Fig. 244.

$$c' = 93 \cdot \frac{0{,}45}{640} = 0{,}065 \text{ m/sek.},$$

$$\frac{c'}{c} = \frac{0{,}065}{0{,}05} = 1{,}3.$$

Für Annahme 2 wird bei gleichem Hub der Kolben größer, die Geschwindigkeitsverhältnisse jedoch günstiger.

Wie für Aufwärtsgang, so sind auch für Abwärtsgang der Last die Geschwindigkeitsverhältnisse zu untersuchen. Nachdem der Druck in der Rückleitung meistens sehr gering ist, selbst bei hochliegenden Rücklaufbassins selten über 2 kg/qcm steigt, tritt der gesamte indizierte Kolbendruck als Überdruck zur Wasserbeschleunigung auf, so daß für Abwärtsgang die Kurve OB_1 (Fig. 241) die theoretischen Durchflußgeschwindigkeiten für Abwärtsgang entsprechend den verschiedenen Belastungen angibt, wenn man die horizontalen Strecken

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot 10 \, p_i}$$

jeweils im Endpunkte des p_i aufträgt. Wie die Kurven OB der Fig. 242, 243 zeigen, sind die Geschwindigkeitsverhältnisse für Senken der Last am ungünstigsten, wo sie für Heben am günstigsten sind, und umgekehrt. Soll das Δv für Heben dem Δv für Senken gleichwerden, so ist

$$\frac{p_i + p_i'}{2} = \frac{p_0'}{2} \text{ zu wählen (Fig. 244).}$$

Ist Q die tote Last, G die Nutzlast, beide auf die Kolbenachse reduziert, so läßt sich die vorstehende Gleichung auch schreiben

$$\text{I)} \quad \left(\frac{G}{2} + Q\right) = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \frac{p_0}{2}.$$

Es gibt unendlich viele Möglichkeiten, welche symmetrische Lage der schraffierten Diagrammfläche zu $\frac{p_0'}{2}$ aufweisen; sie sind sämtlich voneinander verschieden durch die Werte des $p_{i\,min}$ und $p_{i\,max}$ und den Betrag des $\varDelta v$. Ist für den letzteren ein bestimmter Wert δ vorgeschrieben, so folgt daraus eine Bestimmungsgleichung für $p_{i\,min}$, d. h. für die tote Last Q, welche ja das $p_{i\,min}$ bestimmt.

Sind die vorgeschriebenen kleinsten und größten Hub- und Senkgeschwindigkeiten des Kolbens c_{max} und c_{min}, die zugehörigen Durchflußgeschwindigkeiten v_{max} und v_{min}, so ist

$$\delta = \frac{c_{max}}{c_{min}} = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{\sqrt{2g \cdot 10 p_{i\,max}}}{\sqrt{2g \cdot 10 \cdot p_{i\,min}}} = \sqrt{\frac{p_{i\,max}}{p_{i\,min}}} = \sqrt{\frac{Q+G}{Q}}.$$

Hieraus wird, wenn G die größte Nutzlast bedeutet,

$$\text{II)}\quad Q = \frac{G}{\delta^2 - 1}.$$

Die Gleichung II in Verbindung mit I legt zunächst für einen bestimmten Wert von δ den Zylinderdurchmesser fest, gestattet überdies eine Beurteilung des Wasserverbrauchs bei verschiedenen Annahmen von δ. Durch Vereinigung von Ia und II folgt:

$$\left(\frac{G}{\delta^2 - 1} + \frac{G}{2}\right) = \frac{D^2\pi}{4} \cdot \frac{p_0}{2},$$

$$\text{III)}\quad \frac{D^2\pi}{4} \cdot \frac{p_0'}{G} = \frac{\delta^2 + 1}{\delta^2 - 1}.$$

Der Wasserverbrauch W ist dem $\frac{D^2\pi}{4}$ direkt proportional

$$\text{IV)}\quad W = A \cdot \frac{D^2\pi}{4} \cdot \frac{p_0'}{G}$$

$$= A \cdot \frac{\delta^2 + 1}{\delta^2 - 1}.$$

Hierin ist A ein konstanter Wert.

Setzt man für einen bestimmten Wert von δ, z. B. $\delta = 1{,}5$, wie er vielen Ausführungen entspricht,

$$W = 1,$$

so läßt sich W als Funktion von δ in Form einer Kurve auftragen (Fig. 245). Da die Totlast mit Bezug auf die konstruktive Durchbildung des Krangerüstes von besonderer

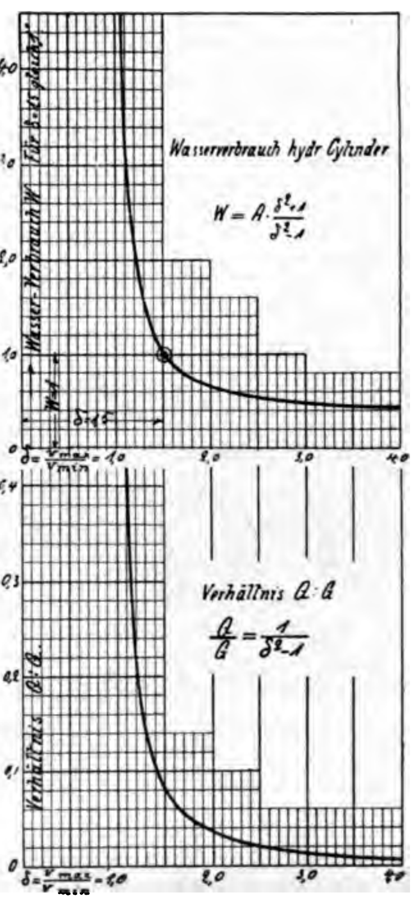


Fig. 245.

Wichtigkeit ist, so ist dieselbe in Fig. 245 gleichfalls als Funktion von δ aufgetragen, der Abszissenmaßstab ist der gleiche für beide Diagramme.

§ 72. Einfluſs der Widerstände auf die Grundformeln.

a) Mechanischer Wirkungsgrad.

Wie bereits in § 70 ausgeführt, ist der indizierte Zylinderdruck für Aufwärtsgang um den Reibungsbetrag größer, für Abwärtsgang um den Reibungsbetrag geringer als der dem natürlichen Gleichgewicht entsprechende

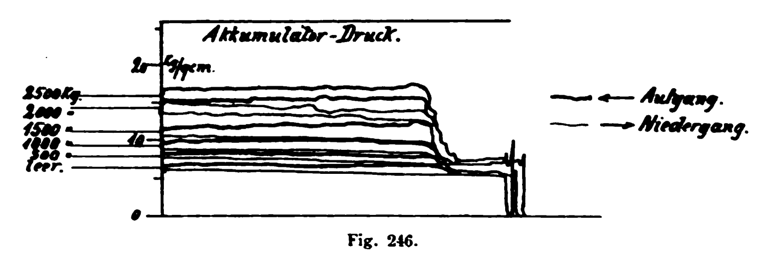


Fig. 246.

Wert. In Fig. 246 sind Indikatordiagramme eines hydraulischen Hubzylinders zusammengestellt, welche die Reibungsbeträge für verschiedene Belastungszustände erkennen lassen[1]; die stark ausgezogenen Linien entsprechen dem Aufwärtsgang, die schwachen Linien der Senkperiode. (Vgl. auch die Diagr. Taf. XVII.)

Trägt man das Ergebnis der Untersuchungen in das Parabeldiagramm ein, so findet man, daß durch die Reibungsverluste die Geschwindigkeitsgrenzen verschoben werden, daß aber die Beträge nicht erheblich sind, wenn der theoretisch angenommene Wert von δ nicht wesentlich über 1,5 steigt, und der Wirkungsgrad nicht unter 85 % sinkt. Für Leerlauf ist der Einfluß der Reibung nur gering, für Vollast besteht jedoch Gefahr, daß bei schlechtem mechanischen Wirkungs-

Fig. 247.

[1] Die Diagramme stammen von einem Krane, welcher mit Genehmigung des Herrn Kommerzienrat Tull in den Werkstätten des Hörder Bergwerks- und Hüttenvereines vom Verfasser indiziert wurde.

grad der scharf gekrümmte Teil der Parabel für Aufwärtsgang erreicht wird, so daß der Kran sehr empfindlich bezüglich der erzielten Hubgeschwindigkeiten wird.

Um bei Neuberechnung in dieser Richtung sicher zu gehen, empfiehlt es sich, in Gleichung I anstatt $\frac{p_0}{2}$ nur den Betrag $\beta \cdot p_0'$ einzusetzen, worin β einen der Tabelle 14 zu entnehmenden Koeffizienten, und p_0' den Schieberkastendruck $= 0{,}9\, p_0$ bedeutet.

Tabelle Nr. 14. Koeffizienten für die Berechnung hydraulischer Zylinder.

$\eta =$	0,9	0,8	0,7 und darunter
$\beta =$	0,48	0,44	0,40
$\delta_{theor} =$	1,5 bis 3		

Die Berechnung der Totlast und des Zylinderdurchmessers ist dann nach den folgenden Gleichungen zu berechnen:

$$Q = \frac{G}{\delta^2_{theor} - 1} \quad \text{. . . . . (IIa)}$$

$$\left(Q + \frac{G}{2}\right) = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \beta \cdot p_0' \quad \text{. . . . . . (Ia)}$$

b) Durchflußwiderstände der Steuerschieber oder -ventile.

Der im Jahrgang 1893 der Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure veröffentlichte Bericht von Lang über Versuche an Steuerschiebern enthält wertvolle Angaben über den Durchflußkoeffizienten. Bezeichnet man mit f den durch die Schieberöffnung gegebenen Durchflußquerschnitt des Schieberkanals, mit v die durch die abgelesene Druckdifferenz bestimmte theoretische Durchflußgeschwindigkeit, mit v' die aus der beobachteten Hubgeschwindigkeit und dem Verhältnis der Kolbenfläche F zum Durchflußquerschnitt f errechnete Durchflußgeschwindigkeit, so ist der Durchflußkoeffizient

$$\alpha = \frac{v'}{v}$$

nach den Versuchen von Lang ca. 0,4 bei Schieberöffnungen von ca. 160 qmm und steigt mit Abnahme des f auf 10 qmm bis hinauf auf 0,9. Versuche, die Verfasser mit Kolbenschiebern anstellte, ergaben für α ca. 0,35 bei einer Öffnung von ca. 250 qmm.

Aus diesen weit auseinanderliegenden Werten geht hervor, daß Berechnung von Schieberquerschnitten allgemein an Hand eindeutiger Zahlen ausgeschlossen ist. Der einzig mögliche Weg, falls keine Anlehnung an vorhandene Ausführungen möglich ist, ist der, die Grenzwerte der Querschnitte für $\alpha = 0{,}3$ und $\alpha = 0{,}9$ zu rechnen und den Schieber bzw.

die Ventile so zu entwerfen, daß genaue Einstellung des erforderlichen Durchflußquerschnittes bei Inbetriebsetzung vorgenommen werden kann (vgl. § 118). Es genügt, diese Einstellung für einen beliebigen Belastungsfall, z. B. bei unbelastetem Kran, die anderen Geschwindigkeiten entsprechen dann den der Berechnung zugrunde gelegten Werten.

Durch die Einführung des Durchflußkoeffizienten α ändern sich die in § 71 gegebenen Formeln für die Durchflußgeschwindigkeiten, nach welchen die Berechnung des Schiebers zu erfolgen hat:

$$v = \alpha \sqrt{2g \cdot 10 (p_0' - p_i)} \text{ für Aufwärtsgang}$$

$$v = \alpha \sqrt{2g \cdot 10 \cdot p_i} \text{ für Abwärtsgang.}$$

Hiernach ist einmal mit $\alpha = 0{,}3$ und $\alpha = 0{,}9$ zu rechnen.

Ausführliche Beispiele vgl. Abschnitt VI, Beispiel Nr. 2 und Beispiel Nr. 5.

§ 73. Zylinder für die Katzbewegung. Die Widerstände der Katzbewegung ergeben, wenn sie der Zylinderberechnung zugrunde gelegt werden, so kleine Durchmesser, daß die Berechnungswerte der praktischen Ausführung nicht zugrunde gelegt werden können.

Beispiel: Eine Katze für 6000 kg Last ergibt unter Berücksichtigung der Widerstände (s. § 6 und Tab. 4) ca. 50 kg Zugkraft. Derselben würde bei 50 kg/qcm Akkumulatordruck ein Kolben von 1 qcm Fläche entsprechen.

Man muß daher Zylinderdurchmesser wählen, welche noch praktisch ausführbare Werte für die Schieberkanäle ergeben. Indem man nach der Formel

$$v = 0{,}5 \sqrt{0{,}9 \cdot 2g \cdot 10 \cdot \frac{1}{2} p_0} \text{ für Flachschieber}$$

$$0{,}3 \sqrt{0{,}9 \cdot 2g \cdot 10 \cdot \frac{1}{2} p_0} \text{ für Kolbenschieber}$$

unter Vernachlässigung des Kolbenwiderstandes die höchste Durchflußgeschwindigkeit bestimmt, und nach praktischen Erfahrungen den Wert von f, der der Konstruktion zugrunde zu legen ist, annimmt (etwa 0,25 bis 0,5 qcm, vergl. auch § 74), ergibt die Beziehung

$$v \cdot f = c \cdot F$$

die erforderliche Kolbenfläche F, nachdem die Kolbengeschwindigkeit c durch die vorgeschriebene Katzgeschwindigkeit festgelegt ist.

Bei doppeltwirkenden Kolben werden die Kanäle für beide Zylinderseiten verschieden. Liegt der Zylinderdurchmesser fest, so ist die Kolbenstange auf Zerknickung zu rechnen und dann zu untersuchen, ob der Schieberkanal für die durch die Kolbenstange verkleinerten Kolbenquerschnitt noch praktisch ausführbare Werte liefert.

In der oben angegebenen Formel für die Berechnung von v ist der Druck $\frac{p_0}{2}$ eingesetzt, weil v am Einströmungsquerschnitt und auch am Ausströmungsquerschnitt des Schiebers erzeugt werden muß.

Für Anordnung der Katzbewegung mit 2 Plungern und Kettenzug nach Fig. 179 liegen die Verhältnisse ähnlich; der arbeitende Plunger muß den ausgeschalteten Plunger unter Auspressung seines Wasserinhaltes zurückziehen.

§ 74. Zylinder für die Schwenkbewegung. Wenn nicht mit Winddruck zu rechnen ist (Krane in Werkstätten) erfolgt die Berechnung der Zylinder ähnlich wie in § 72 und 73 angegeben. Hat Berücksichtigung des Winddruckes zu erfolgen, so ist derselbe den jeweiligen örtlichen Erfahrungen entsprechend anzunehmen (vgl. Tab. 35) und zu untersuchen, wie die Geschwindigkeitsverhältnisse beeinflußt werden. Hierzu ist das Diagramm Fig. 241 sehr geeignet. Schwenkzylinder ergeben meistens sehr kleine Abmessungen, für welche die Schieberöffnungen, wenn die Bedingung der vollen Öffnung ohne Eintritt zu hoher Geschwindigkeiten aufrecht erhalten wird, nur Bruchteile von qmm betragen. Die Ausführung so enger Kanäle hat ernste praktische Bedenken. Man sucht dieselben zu umgehen, indem man in die Leitungen eine oder mehrere Platten mit engen Bohrungen einfügt. Besser ist die Ausführung enger Zuleitungen, welche bei bereits beträchtlicher Drosselwirkung noch verhältnismäßig weit (10—15 m/mm) gehalten werden können.

5. Elektrischer Betrieb.

§ 75. Zum Betrieb von elektrischen Kranen werden Gleichstrom und dreiphasiger Wechselstrom (Drehstrom) vorwiegend verwandt. Gleichstromnetze sind durch ihre Spannung allein hinreichend charakterisiert, dieselbe schwankt zwischen 100 und 500 Volt. Für Drehstromnetze ist zur Beurteilung außer der Spannung auch noch die Polwechsel- oder die Periodenzahl pro Sekunde wichtig.[1]) Wird von einem Speisepunkt AB (Fig. 248) aus irgend ein Apparat oder Motor mit Gleichstrom versorgt, so besitzt dieser Speisepunkt zwei Verteilungsschienen (eine +Schiene A und eine —Schiene B)[2]); für den Beharrungszustand ist in jedem Augenblick die Spannung zwischen der + und —Schiene die gleiche, der Strom durchfließt die einfache oder bisweilen innerhalb des Apparates C unterteilte Leitung von A nach B stets in derselben Richtung und in unveränderter Stärke. Gehört der Speisepunkt einem Drehstromnetz an, so besitzt er drei Anschlußschienen, entsprechend den drei Phasen[3]). Von jeder Schiene aus geht eine Leitung

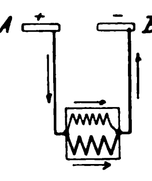
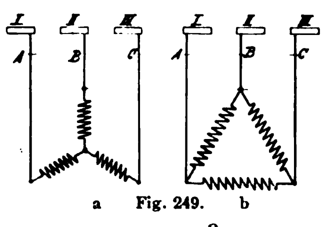


Fig. 248.



a Fig. 249. b

[1]) Periodenzahl pro Sekunde heißt Frequenz.

[2]) Sogenannte Dreileiter-Gleichstromnetze kommen für Kranbetrieb nicht in Betracht.

[3]) Der Ausdruck Phase, der sich zur Bezeichnung der einzelnen Leitungen eines Drehstromnetzes eingebürgert hat, ist, im Grunde genommen, unrichtig, ist aber hier, weil allgemein gebräuchlich, beibehalten.

zu einer entsprechenden Anschlußklemme des anzuschließenden Apparates, innerhalb dessen die Verbindungen nach Fig. 249a (Stern- oder Y-Schaltung) oder nach Fig. 249b (Dreiecks- oder Δ-Schaltung) getroffen sind. Die zwischen den Schienen I und II, II und III, und III und I herrschende Spannung ist variabel, die Änderung ist an Hand eines Zeitdiagrammes zu verfolgen (Fig. 250). Trägt man in jedem Moment die gleichzeitig auftretenden Spannungswerte für I II, II III und III I auf, so entstehen drei regelmäßig periodisch verlaufende Kurven, welche einander kongruent sind, gegeneinander zeitlich um je ein Drittel einer ganzen Wellenlänge verschoben sind. Man nennt eine vollständige Welle $O_1 A$ (Fig. 250) die Periode des betreffenden Wechselstromes; die meisten Drehstromnetze für Kranbetrieb weisen 50 Perioden pro Sekunde auf. Eine Periode entspricht zwei Polwechseln des Generators; man bezeichnet daher Strom von 50 Perioden auch als Strom von 100 Polwechseln pro Sekunde. Die zeitliche Verschiebung zweier Spannungskurven gegeneinander nennt man ihre Phasenverschiebung, dieselbe beträgt bei Drehstrom unter den drei Phasen ein Drittel Periode. Die Spannungskurven zeigen mehr oder minder sinusartigen Verlauf; deshalb werden Phasenverschiebungen

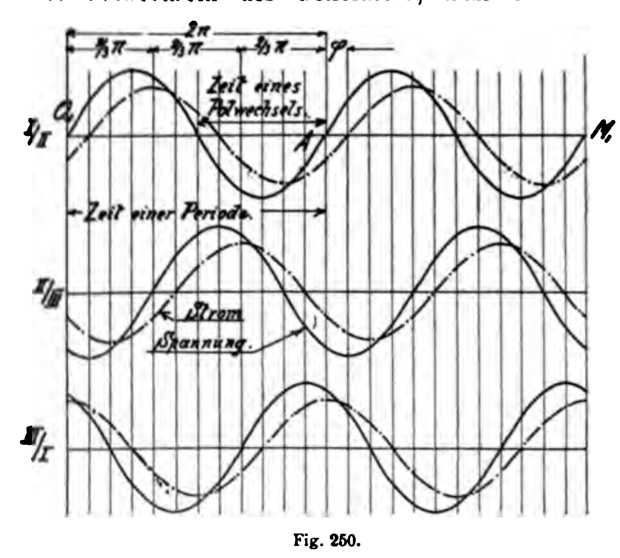


Fig. 250.

häufig als Vielfaches von π bezeichnet, oder auch durch Winkel; die drei Phasen eines Drehstromnetzes sind demnach gegeneinander um $\frac{2}{3}\pi$ oder 120° verschoben, allgemein wird der Phasenverschiebungswinkel mit φ bezeichnet.

In jeder der drei Phasen eines Drehstromnetzes fließt ein Wechselstrom; derselbe wechselt periodisch seine Richtung, er oszilliert, die Anzahl der Richtungswechsel entspricht der Polwechselzahl. Trägt man für die drei Leitungen A, B, C in einem Diagramm den Strom ähnlich wie die Spannung auf, und zwar je nach seiner Richtung von der Achse aus nach oben oder unten, so ergeben sich ähnliche Kurven wie die Spannungskurven. Die Periode der Stromkurven ist jener der Spannungskurven gleich, zwischen beiden besteht jedoch eine Phasenverschiebung φ.

Die praktische Verwendung des Drehstromes bedingt die Einführung der sogenannten mittleren Spannung und mittleren (effektiven) Stromstärke, welche auch nur von den Meßapparaten angezeigt werden. Die mittlere Spannung ist das arithmetische Mittel sämtlicher Momentanwerte einer Periode; nach dem Verlauf der Spannungskurven ausgeführter Anlagen ist dieselbe ca. 0,65 des Maximalwertes. Die mittlere oder effektive Stromstärke entspricht jenem konstanten Wert, welcher denselben Effekt hervorruft als der variable Strom, dieselbe ist nach dem Verlauf der Stromkurven ca. 0,7 des Maximalwertes. Die mittlere Spannung zwischen zwei Phasen schwankt bei den verschiedenen Kranbetrieben zwischen 200und 500 Volt.

§ 76. Zulässige Stromstärke, feuersicherer Querschnitt, Spannungsverlust. Wenn an irgend einen Speisepunkt eine Leitung oder ein Apparat etc. angeschlossen werden soll, dann ist zunächst zu untersuchen, wieviel Strom bereits an der betreffenden Stelle (Fig. 251) abgenommen wird und wieviel Strom überhaupt die Zuleitungskabel der betreffenden Verteilungsschienen gestatten. Aufklärung hierüber geben die Sicherungen der betreffenden Leitungen;

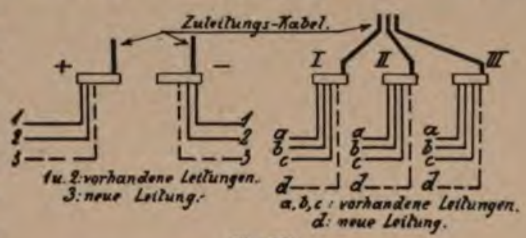


Fig. 251.

ist man zweifelhaft, so sind die Leitungsquerschnitte festzustellen und die Stromstärken nach den Sicherheitsvorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker (s. Anhang) einzusetzen.

Zu bemerken ist, daß bei Gleichstrom die + und die —Schiene, bei Drehstrom die Schienen der drei Phasen hinsichtlich der Zu- und Ableitungen einander vollständig gleich sein müssen.

B e i s p i e l: Die Zuleitung eines Speisepunktes sei mit 100 Amp. gesichert, es bestehen bereits fünf Verteilungsstromkreise, welche mit 10, 10, 30, 10 und 20 Amp. gesichert sind. Die Stromentnahme ist ziemlich konstant und erreicht ca. 90 % der Sicherungsstärke. In diesem Falle sind von den 100 Amp. der Zuleitung bereits ca. 80 Amp. ausgenützt, für den neu anzuschließenden Stromkreis sind demnach noch höchstens 20 Amp. verfügbar.

Erreicht die in den bereits vorhandenen Verteilungsleitungen beobachtete Stromstärke insgesamt nicht mehr als 50 Amp., so sind für den neuen Stromkreis entsprechend mehr Ampere zur Verfügung.

Ergibt eine derartige Untersuchung zu starke Belastung des Speisepunktes, dann ist eine Verstärkung der Zuleitung vorzunehmen.

Für einen Apparat oder Motor, der an ein Netz angeschlossen werden soll, sind die Stromart und die zulässige Stromstärke bekannt. Die Anschlußleitungen sind so zu bemessen, daß sie dauernd die angegebene Stromstärke aushalten, und daß ferner auf der Strecke von der Anschlußstelle bis zum Aufstellungsort der Spannungsverlust in der Leitung gewisse

Grenzen nicht überschreitet. Die Erwärmung eines Drahtes hängt bei gegebenem Leitungsmaterial (meistens Kupfer oder Kupferlegierungen) lediglich von dem Verhältnis Stromstärke: Querschnitt ab; man nennt den Querschnitt, welcher bei gegebener Stromstärke dieselbe ohne merkliche Erwärmung durchläßt, den feuersicheren Querschnitt. Derselbe wird nach den Sicherheitsvorschriften (s. Anhang) bestimmt. Nachdem der feuersichere Querschnitt festgelegt ist, erfolgt die Untersuchung des Spannungsabfalles in der Leitung. Da bei Gleichstrom fast immer die + und —Leitung, bei Drehstrom die drei Phasen nebeneinander verlegt werden, so soll im folgenden unter der Länge einer Leitung die einfache Länge von dem Speisepunkt bis zu den Anschlußklemmen am Aufstellungsort des Apparates oder Motors verstanden werden, dieselbe ist also bei Gleichstrom gleich der Hälfte, bei Drehstrom gleich einem Drittel der gesamten verlegten Drahtlänge.

Bedeutet l die einfache Leitungslänge, wie vorstehend erörtert, in m,
q den Querschnitt der (Kupfer-)Leitung in qmm
J die Stromstärke in Ampere
ΔE den Spannungsverlust in der Anschlußleitung,

so gilt

für Gleichstrom: $\Delta E = 0{,}035 \cdot \frac{l}{q} \cdot J$

für Drehstrom zwischen je zwei Phasen: $\Delta E = 0{,}0303 \cdot \frac{l}{q} \cdot J$.

Dieser Spannungsverlust würde im Betrieb festzustellen sein als Differenz der Spannungsablesung an dem Speisepunkt und der Ablesung an den Anschlußklemmen des angeschlossenen Apparates oder Motors, wenn derselbe mit der Stromstärke belastet ist, welche der Berechnung von ΔE zugrunde gelegt ist.

1. Beispiel: An einen Speisepunkt, an dem 50 Amp. zur Verfügung stehen, soll ein Motor angeschlossen werden, welcher im normalen Betrieb als maximale Stromstärke 20 Amp. gebraucht; der Aufstellungsort ist 100 m (unter Berücksichtigung der örtlichen Verhältnisse für die Leitungsführung) von dem Speisepunkt entfernt; der Spannungsabfall soll 2 Volt nicht überschreiten. Nach Tabelle der feuersicheren Querschnitte (s. Anhang) ist der feuersichere Querschnitt 6 qmm.

Dieser Querschnitt ergibt einen Spannungsabfall

$$\Delta E = 0{,}035 \cdot \frac{l}{q} \cdot J = 0{,}035 \cdot \frac{100}{6} \cdot 20 = 11{,}7 \text{ Volt},$$

der Spannungsabfall ist zu groß, demnach ist zu wählen

$$q = 0{,}035 \cdot \frac{100}{2} \cdot 20 = 35 \text{ qmm}.$$

2. Beispiel: Für einen Drehstrommotor, welcher pro Phase 10 Amp. gebraucht, soll der Leitungsquerschnitt für 15 Volt Spannungsabfall (zwischen zwei Phasen gemessen) bei 500 m Entfernung bestimmt werden

$$q = 0{,}0303 \frac{l \cdot J}{\Delta E} = 0{,}0303 \cdot \frac{500 \cdot 10}{15} \approx 10 \text{ qmm}.$$

Der feuersichere Querschnitt für 10 Amp. ist 1,5 qmm, der berechnete Querschnitt genügt also auch in dieser Beziehung.

Bei Ausführung von Anlagen wird der Spannungsabfall fast stets in % der Netzspannung vorgeschrieben; hieraus geht hervor, daß bei Anlagen mit höherer Spannung derselbe numerisch größer sein darf, als bei Anlagen mit niederer Spannung; infolgedessen kann bei Netzen mit hoher Spannung ganz erheblich an Leitungsmaterial gespart werden.

§ 77. Arbeitsverluste in Anschlufsleitungen. Von besonderer Wichtigkeit sind die in einer Leitungsanlage infolge der Erwärmung des Materials, die sich nur beschränken, nicht aber ganz verhindern läßt, verlorenen Arbeitsbeträge. Dieselben werden nach »Watt« gemessen und bestimmen sich unter Verwendung der in § 76 gegebenen Bezeichnungen für:

$$\text{Gleichstrom: } \Delta L = \Delta E \cdot J = 0{,}035 \cdot \frac{l}{q} \cdot J^2 \text{ (Watt)}$$

$$\text{Drehstrom: } \Delta L = \Delta E \cdot \sqrt{3} \cdot J = 0{,}0525 \frac{l}{q} \cdot J^2 \text{ (Watt)}$$

$$1000 \text{ Watt} = 1 \text{ Kilowatt (KW)}$$

$$1 \text{ KW} = \frac{1}{0{,}736} \text{ PS}$$

$$1 \text{ PS} = 0{,}736 \text{ KW}$$

1. Beispiel: Der Arbeitsverlust des Beispiels 1 § 76 bestimmt sich bei 35 qmm Querschnitt

$$\Delta L = 0{,}035 \cdot \frac{l}{q} \cdot J^2 = 0{,}035 \cdot \frac{100}{35} \cdot 400 = 40 \text{ Watt.}$$

Wäre die Leitung mit 6 qmm ausgeführt, so wäre

$$\Delta L = 0{,}035 \cdot \frac{100}{6} \cdot 400 = 234 \text{ Watt.}$$

2. Beispiel: Für die Abzweigleitung Beispiel 2 § 76 ergibt sich

$$\Delta L = 0{,}0525 \cdot \frac{500}{10} \cdot 100 = 262{,}5 \text{ Watt.}$$

Um die Arbeit zu bestimmen, die ein an ein Netz angeschlossener Apparat oder Motor braucht, genügt es für Gleichstrom, die Klemmenspannung E_2 und den gesamten von der Anschlußleitung zugeführten Strom J zu messen. Hieraus wird dann die eingeleitete Arbeit

$$L_i = E_2 \cdot J \text{(Watt)} = \frac{E_2 J}{1000} \text{(KW)} = \frac{E_2 J}{736} \text{(PS)}.$$

Für Drehstrommotore und -apparate würde die der Klemmenspannung E_2 und der Stromstärke J als eingeleitete Arbeit nach ähnlicher Rechnung den Betrag

$$L_i' = \sqrt{3} \cdot E_2 \cdot J$$

ergeben. Derselbe ist nicht richtig, weil infolge der Selbstinduktion der Maximalwert der Klemmenspannung zeitlich gegen den Maximalwert der Stromstärke verschoben ist, was bezüglich des ΔE bei gewöhnlichen Zuleitungen, wie in § 76 behandelt, nicht der Fall ist. Durch diese Verschiebung, welche, wie in § 75 angedeutet, wegen des sinusartigen Ver-

laufes der Strom- und Spannungskurven als Winkelwert (φ) eingeführt wird (für eine ganze Periode wird $\varphi = 2\pi$), bestimmt sich die eingeführte Leistung zu

$$L_i = \sqrt{3} \cdot E_2 \cdot J \cdot \cos\varphi;$$

$\cos\varphi$ heißt der Leistungsfaktor, derselbe ist abhängig von der Bauart des betr. Motors oder Apparates und ist für eine bestimmte Stromstärke bei gegebener Spannung ein unveränderlicher Wert. Die gebräuchlichen Motortypen erstklassiger Firmen besitzen Werte, welche von 0,75 bei halber Leistung auf 0,88 bei voller Leistung ansteigen.

Die Bedeutung des Leistungsfaktors liegt darin, daß bei gegebener Netzspannung und bestimmter verlangter Leistung die Stromstärke um so größer werden muß, je kleiner $\cos\varphi$ ausfällt. Da der Strom die ganze Leitung durchfließen muß, und der Arbeitsverlust ΔL nach § 77 der zweiten Potenz der Stromstärke proportional ist, so können infolge von geringem $\cos\varphi$ bei gegebenem Leitungsquerschnitt beträchtliche Verluste entstehen.

Für die Messung der zugeführten Leistung sind für Drehstrom besondere Apparate erforderlich, die, nach bestimmtem Schema angeschlossen, direkt dieselbe unter Berücksichtigung des $\cos\varphi$ ergeben. Zur Kontrolle derartiger Apparate im Gebrauch kann man mittelst Volt- und Amperemeter das E und J bestimmen; ist L die Ablesung des Wattmeters, so muß

$$\frac{L}{\sqrt{3} \cdot E \cdot J} = \cos\varphi$$

den Leistungsfaktor ergeben. Mit den gewöhnlichen Meßapparaten ist diese Kontrolle nicht genau, sie gibt unter Umständen aber doch brauchbare Anhaltspunkte.

§ 78. Kurzschlufs, Vorschaltwiderstände. Ist ein Motor, Apparat u. dgl. an einen Speisepunkt angeschlossen, und der Anschluß für eine bestimmte Stromstärke, welche nicht überschritten werden darf, dimensioniert, so ist dafür zu sorgen, daß die Stromstärke den zulässigen Maximalwert nicht überschreiten kann. Wenn man ohne besondere Vorsicht zwei Schienen eines Verteilungspunktes durch einen Draht verbindet, so entsteht ein Strom, welcher das für die Leitung zulässige Maß weit überschreitet (Kurzschluß, s. später).

Beispiel: Die Spannung zwischen zwei Schienen (einerlei ob Gleichstrom oder Drehstrom) betrage 200 Volt, die Verbindung werde durch einen Kupferdraht von 10 qmm Querschnitt und 10 m Länge hergestellt.

Nach dem Ohmschen Gesetz ist $E = J \cdot R$, worin $R = \frac{1}{57} \cdot \frac{l}{q}$ (Ohm) der elektrische Widerstand der Verbindungsleitung für Kupfer. (Bedeutung der Bezeichnungen s. § 76.) Hieraus bestimmt sich die Stromstärke

$$J = \frac{E}{R} = \frac{E}{\frac{1}{57} \cdot \frac{l}{9}} = \frac{57 \cdot 200 \cdot 10}{10} = 11\,400 \text{ Amp.}$$

Bis zu dieser Höhe wächst der Strom in Wirklichkeit nicht an, weil bei einer solchen Verbindung sofort die Spannung des Speisepunktes sinkt;

immerhin würde ein Strom entstehen, welcher die Verbindungsleitung in einem Moment abschmelzen und sehr schädliche Wirkung auf das gesamte Netz äußern würde. Man bezeichnet die Ursache, welche das Auftreten einer unverhältnismäßig hohen Stromstärke veranlaßt, einerlei, welcher Art sie ist, als **Kurzschlufs**.

Um die schädliche Wirkung eines Kurzschlusses im Falle des Auftretens bei Einschaltung einer Zweigleitung möglichst abzuschwächen, werden an der Abzweigstelle Stromunterbrecher in Form von sogenannten Starkstromausschaltern oder Schmelzsicherungen angeordnet. Starkstromausschalter sind im Vergleich zu Sicherungen teuer und brauchen viel Platz, werden deshalb nur in besonderen Fällen verwendet, Sicherungen mit Schmelzeinsätzen (Schmelzstöpseln) sind allgemein verbreitet. Die Einsätze, welche aus Blei, besser aus Silber bestehen, passen nur in die Gehäuse, welche ihrer Stromstärke entsprechen, damit nicht ohne weiteres durch Einsetzen falscher Schmelzstreifen eine Leitung »übersichert« werden kann.

Die Sicherungen und Sicherheitsausschalter sollen nur dann zur Wirkung kommen, wenn durch Zufälligkeiten usw. die Stromstärke ein bestimmtes Maß überschreitet. Wird ein Motor, Apparat etc. eingeschaltet, so muß die Stromstärke so reguliert werden, daß der Sicherungswert nicht erreicht wird. Hierzu dienen die sogenannten Vorschaltwiderstände und Anlasser.

Vorschaltwiderstände: Dieselben sind, wo sie anzubringen sind, während der Stromentnahme dauernd eingeschaltet und bedingen also einen unter Umständen beträchtlichen Arbeitsverlust; sie sind daher in der Anwendung möglichst zu beschränken.

Beispiel: Ein Bremslüftungsmagnet, welcher für 110 Volt Gleichstrom gebaut ist und bei dieser Spannung 10 Amp. aufnimmt, soll an 220 Volt angeschlossen werden, ohne daß die Stromstärke überschritten wird; die Anschlußstelle ist ca. 5 m vom Aufstellungsort entfernt. Der feuersichere Querschnitt der Zuleitung ist nach den Sicherheits-Vorschriften (s. Anhang) 2,5 qmm zu wählen.

Spannungsabfall in der Leitung nach § 76

$$\triangle E = 0{,}035 \cdot \frac{5}{2{,}5} \cdot 10 = 0{,}7 \text{ Volt.}$$

Aus der Stromstärke 10 Amp. bei 110 Volt Spannung ergibt sich der elektrische Widerstand der Magnetwicklungen nach dem Ohmschen Gesetz zu

$$R_m = \frac{110}{10} = 11\ \Omega \text{ (Ohm).}$$

Würde der Magnet direkt an 220 Volt angeschlossen, so würde die Stromstärke

$$J = \frac{220}{11} = 20 \text{ Amp.}$$

Soll dieselbe auf 10 Amp. beschränkt bleiben, so muß der Gesamtwiderstand

$$R = \frac{220}{10} = 22\ \Omega$$

betragen, d. h. es ist ein Vorschaltwiderstand von 11 Ω anzubringen. In dem Widerstand wird dann ein Arbeitsbetrag

$$L_w = E_w \cdot J_w = 110 \cdot 11 = 1210 \text{ Watt pro Sekunde}$$

durch Erwärmung vernichtet.

§ 79. Motoranlasser. Wird ein Motor ohne besondere Vorkehrungen an einen Speisepunkt angeschlossen, so treten Stromstärken auf, die bei Drehstrom ca. das 6fache, bei Gleichstrom ca. das 50fache des normalen Betriebsstromes betragen. Das Einschalten von größeren Motoren ohne besonderen Anlaßapparat ist also mit einem Kurzschluß gleichbedeutend. Das Wesen des Anlasses besteht darin, daß er bei dem Anlaufen eines Motors durch einen entsprechend dimensionierten, vorgeschalteten Widerstand eine Drosselung des Stromes unter den Sicherungswert gestattet und gleichzeitig ermöglicht, mit zunehmender Tourenzahl des Motors allmählich oder stufenweise den Widerstand auszuschalten, bis schließlich der Motor bei voller Tourenzahl direkt an der Netzspannung liegt. In Fig. 252 sind Stromkurven eines Drehstrommotors bei direktem Einschalten und bei Verwendung eines Anlassers (Flüssigkeitsanlasser) dargestellt.

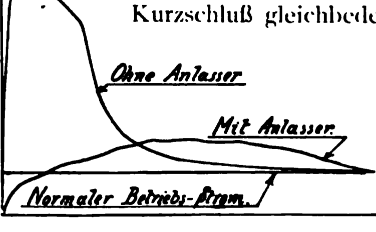


Fig. 252.

Für Kranbetrieb werden Gleichstrom-Nebenschluß- und -Hauptstrommotore sowie Drehstrommotore verwandt. In Fig. 253—255 sind die Schaltungen der drei Systeme angegeben.

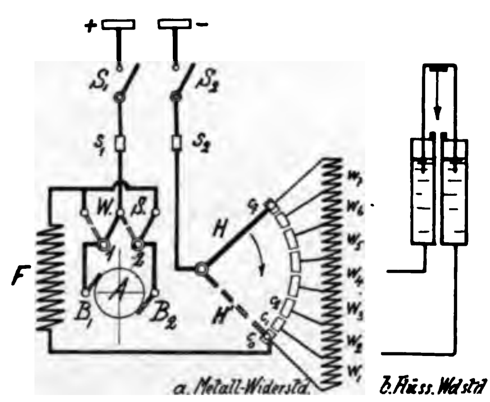


Fig. 253.

Fig. 253. Hauptstrom- oder Serienmotor. Der Strom geht von + durch den Schalter S_1, Sicherung s_1 zum Wendeschalter, dann über 1 B_1 zum Anker, von hier über B_2 2 zu den Feldwicklungen F, hierauf zum Anlaßwiderstand, der in Abschnitte w_1 w_2 usf. w_7 geteilt ist, schließlich durch den Kontakthebel über s_2 S_2 zur —Schiene. Läuft der Motor an, so wird der Kontakthebel allmählich über die einzelnen Kontakte c nach H' umgelegt, alsdann liegt der Motor direkt am Netz. Soll die Umlaufrichtung gewechselt werden, so ist zunächst der Anlasserhebel wieder nach H zu legen, WS ist in die punktierte Lage umzustellen, dann wird H wieder langsam nach H'

bewegt. Zum Zwecke des Umsteuerns wird also nur der Ankerstrom reversiert.

Charakteristisch ist für den Serienmotor, daß der volle Ankerstrom auch durch die Wicklungen der Feldmagnete geht.

Fig. 254. Nebenschlußmotor. Der Strom wird auf seinem Wege durch den Motor in zwei Teile geteilt, der größte Betrag fließt von + über S_1 s_1 B_1 zum Anker und von hier über B_2 direkt zum Anlaßwiderstand, der kleinere Betrag, der nur wenige Prozent des gesamten Normalstromes ausmacht, geht durch den sogenannten Nebenschluß. Derselbe zweigt hinter s_1 ab, schließt an die Feldwicklungen an und verbindet diese anderseits über s_2 S_2 direkt mit der — Schiene. Auch hier wird zum Wechsel des Drehsinnes nur der Ankerstrom (durch Umschalten von *WS* in die punktierte Lage) reversiert.

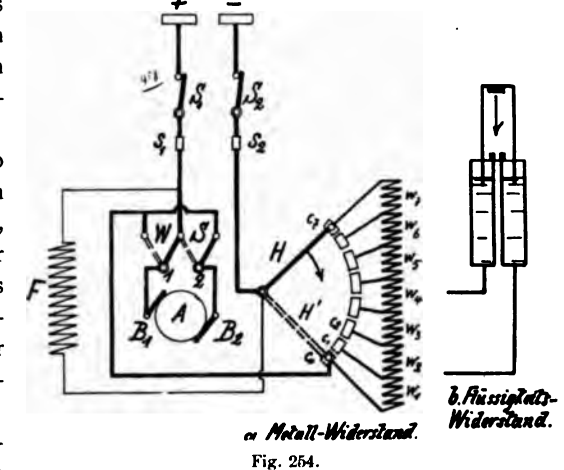


Fig. 254.

Für den Betrieb von Nebenschlußmotoren ist von großer Wichtigkeit, daß der Nebenschluß vor Einschalten des Ankers seinen vollen Strom erhält, sonst ist der Anker durch Kurzschluß gefährdet.

Fig. 255. Drehstrommotor. Der Strom gelangt von der Abzweigstelle durch den dreipoligen Ausschalter S_1 S_2 S_3, die Sicherungen s_1 s_2 s_3 und den Wendeschalter *WS* zum Gehäuse, dessen Wickelungen △- oder häufiger Y-Schaltung aufweisen (§ 75). Der Anker steht mit dem Netz in keiner Verbindung, in seinen Wicklungen, die vorwiegend in Y-Schaltung angeordnet sind, wird durch den Gehäusestrom, der auch als Primärstrom bezeichnet wird, ähnlich wie in einem Transformator ein Sekundärstrom induziert, welcher durch 3 Schleifringe abgenommen und zu einem Regulierwiderstand geleitet wird. Nachdem der Motor angelaufen ist, wird der Widerstand allmählich ausgeschaltet, bis bei voller Tourenzahl die Ankerwicklungen kurz geschlossen sind. Soll der Motor umgesteuert werden, so ist zunächst der Widerstand in den Ankerstrom wieder ganz einzuschalten; nachdem dann der Phasenumschalter *WS* in die punktierte Stellung gelegt ist, wodurch die Verbindungen zweier Phasen vertauscht werden, wird dann der Widerstand langsam mit zunehmender Tourenzahl des Motors wieder ausgeschaltet.

In den Schaltungsskizzen Fig. 253—255 sind bei *a* die Anlaßwiderstände als Metallwiderstände angegeben; dieselben werden stufenweise

ausgeschaltet und bedingen ein mehr oder weniger sprungweises Einschalten. An ihre Stelle kann unter Umständen ein Flüssigkeits- oder Graphit-Anlasser treten, bei welchen der Widerstand durch Bleche mit veränderlicher Eintauchtiefe verringert wird, bis im letzten Moment durch besondere Metallzungen direkter Kontakt ohne Widerstand gebildet wird (Fig. 253b bis 255b). Derartige Widerstände arbeiten nicht stufenweise, sondern allmählich. Flüssigkeitsanlasser sind nur da verwertbar, wo sie ortsfest aufgestellt werden können; zum Schutz gegen Einfrieren im Winter empfiehlt sich folgende Zusammensetzung der Flüssigkeitsfüllung:

1 l Wasser
150 g entwässerte Pottasche
0,300 l Glyzerin von 30° Bé.

Die Konzentration ist nach den erzielten Anlaßstromstärken von Fall zu Fall zu regeln. Für Anlasser, welche an den Kranbewegungen teilnehmen, sind Metallwiderstände am gebräuchlichsten.

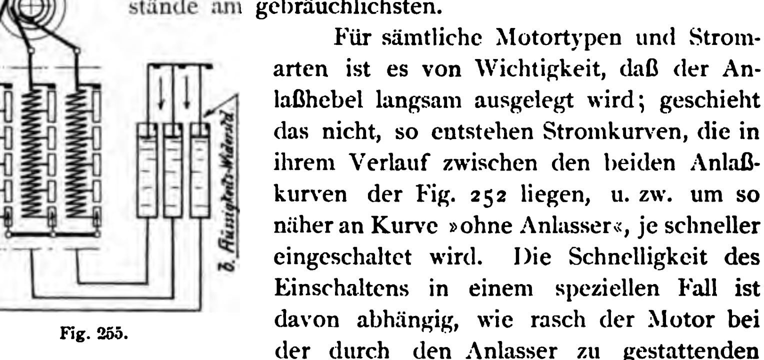


Fig. 255.

Für sämtliche Motortypen und Stromarten ist es von Wichtigkeit, daß der Anlaßhebel langsam ausgelegt wird; geschieht das nicht, so entstehen Stromkurven, die in ihrem Verlauf zwischen den beiden Anlaßkurven der Fig. 252 liegen, u. zw. um so näher an Kurve »ohne Anlasser«, je schneller eingeschaltet wird. Die Schnelligkeit des Einschaltens in einem speziellen Fall ist davon abhängig, wie rasch der Motor bei der durch den Anlasser zu gestattenden mittleren Anlaufstromstärke seine Geschwindigkeit aufnimmt, und das ist je nach Umständen sehr verschieden.

Ein belasteter Motor, oder ein Motor, welcher große Massen zu beschleunigen hat (die Masse des Ankers eingeschlossen), läuft mit einer gegebenen Stromstärke je nach Größe der Belastung oder der Massen langsamer an als ein unbelasteter Motor mit geringen Massen; ebenso braucht ein Motor mit hoher Tourenzahl mehr Zeit zum Anlaufen als ein solcher mit niederer Tourenzahl.

Da die ganze Stromstärke durch den Anlasser fließt, besonders durch den Teil der Widerstände, welche bis zuletzt eingeschaltet bleiben, so werden bei langer Anlaufzeit erhebliche Erwärmungen eintreten, die sehr störend werden und unter Umständen das Material zerstören können, wenn nicht geringe Querschnittsbelastung vorgesehen und für Abkühlung durch Luftzirkulation etc. hinreichend gesorgt ist; besonders in den Fällen, in denen das Anlassen sich häufig wiederholt, ist diese Gefahr sehr groß. Bei Einmotorenkranen wird zu Beginn der Arbeitsperiode eingeschaltet und

der Anlasser oft während Stunden nicht wiederbenützt. Bei Mehrmotorenkranen findet das Aus- und Einschalten häufiger statt, doch auch hier mit großen Unterschieden. Am höchsten steigern sich meistens die Ansprüche dort, wo in Spezialfabriken unter Benützung eines Kranes in Akkord gearbeitet wird. In Röhrengießereien mit Spezialeinrichtungen z. B. kommt es vor, daß ein Motor während längerer Perioden in der Minute bis zu 4 mal angelassen und wieder abgestellt wird.

Aus dem Vorstehenden geht hervor, daß die Wahl eines Anlassers in einem gegebenen Fall mit Vorsicht zu treffen ist. Zunächst hat man sich eingehend über die Anlaufsverhältnisse des Motors zu unterrichten, besonders darüber, ob sehr häufiges Anlassen zu erwarten steht, ob der Motor leer oder belastet anläuft und ob die zu beschleunigenden Massen besondere Berücksichtigung verlangen. Ferner ist es von Wichtigkeit zu wissen, ob die Widerstände sehr heiß werden dürfen oder ob die direkte Umgebung nur mäßige oder unmerkliche Erwärmung zuläßt. Bis zur Rotglut soll die Erhitzung keinesfalls steigen, weil hierbei durch Erweichen des Materials und ev. auftretende Oxydation von Kontaktflächen unvorhergesehene Störungen eintreten können.[1])

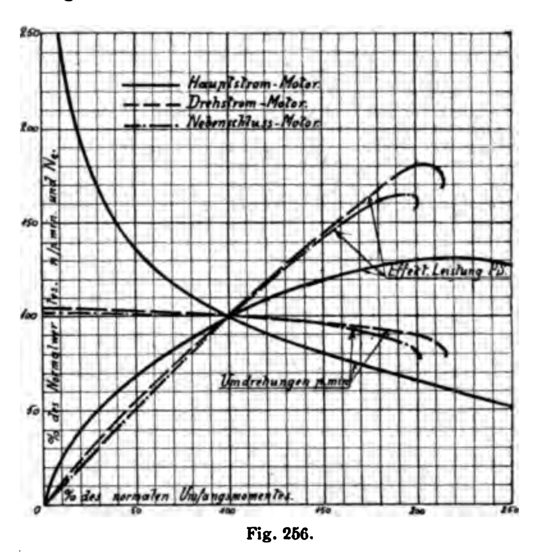


Fig. 256.

Der während der Anlaufzeit t im Anlasser durch Erwärmung verlorene Arbeitsbetrag beträgt für

$$\text{Gleichstrom ca. } A = \frac{1}{2} E \cdot J \cdot t \text{ Wattsekunden}$$

$$\text{und für Drehstrom ca. } A = 0{,}6 \cdot E \cdot J \cdot t \quad \text{»}$$

Derselbe ist also unter sonst gleichen Verhältnissen der Anlaufzeit proportional.

§ 80. Eigenschaften der Elektromotore. Zur Beurteilung der drei verwandten Motorsysteme (§ 79) ist das Verhalten während des Anlaufes, des Beharrungszustandes und des Auslaufes, u. zw. für Auf- und Niedergang der Last zu untersuchen, ferner das Verhalten bei verschiedener Belastung und die Möglichkeit der Geschwindigkeitsregulierung. Je nach der Arbeit,

[1]) Eingehendes über Berechnung und Konstruktion von Anlassern s. Niethammer: Generatoren, Motoren und Steuerapparate für elektrisch betriebene Hebe- und Transportmaschinen, Berlin-München.

welche ein Kran zu verrichten hat, wird dem einen oder anderen Gesichtspunkt mehr oder weniger Bedeutung beigemessen werden müssen.

Als Ausgangspunkt für die Untersuchungen wird zweckmäßig das Verhalten im Beharrungszustande bei normaler Dauerlast sowie größerer und kleinerer Belastung gewählt. Unter der Belastung eines Motors soll im folgenden stets das Umfangsmoment verstanden werden, wenn nicht ausdrücklich von »Strombelastung« gesprochen ist. Als normale Dauerbelastung ist dasjenige Umfangsmoment verstanden, welches der Motor unter Gültigkeit der Prüfungsvorschriften des E. V. dauernd überwinden kann (vgl. Anhang, Normalien für die Bewertung usw. von elektrischen Maschinen etc.).

Bei verschiedener Belastung zeigen der Hauptstrom-, Nebenschluß- und Drehstrommotor wesentlich verschiedenes Verhalten (vgl. Fig. 256 bis 258). Wenn man die bei konstanter Spannung direkt an das Netz gelegten Motoren mit Hilfe eines Bremszaumes belastet, und die Tourenzahlen als Funktion des Umfangsmomentes aufträgt, so erhält man die Kurven der Fig. 256.

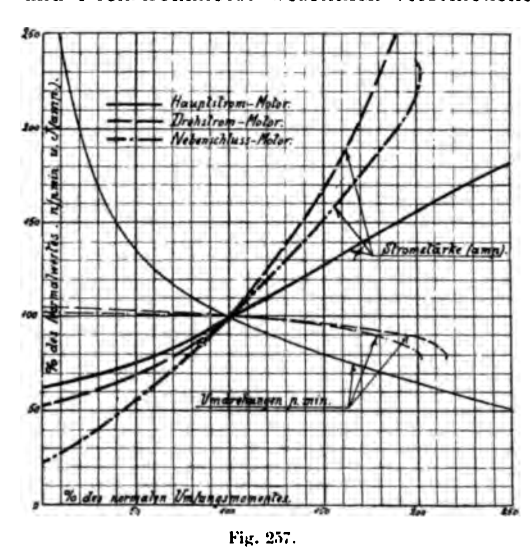


Fig. 257.

Der Hauptstrom-(Serien-) Motor nimmt mit wachsendem Umfangsmoment zunächst schnell, dann langsamer ab, bis er schließlich bei ca. 450—500 % des normalen Umfangsmomentes für Dauerbelastung zum Stillstande kommt. Für jeden Punkt der Kurve herrscht an der Bremse bei Ausbalanzierung stabiles Gleichgewicht, das Umfangsmoment nimmt bis zum erreichten Stillstande ständig zu. Wesentlich anders verhalten sich der Nebenschluß- und der Drehstrommotor. Dieselben verändern ihre Tourenzahl zunächst mit zunehmender Belastung sehr wenig, bei ca. 200 % der Dauerbelastung jedoch tritt an der Bremse labiler Gleichgewichtszustand ein, der Motor fällt plötzlich ab und bleibt stehen.[1])

Aus den Geschwindigkeitskurven lassen sich zunächst die Kurven der effektiven Leistung (PS) entwickeln $N_e = \frac{M/\text{cmkg} \cdot n/\text{p. min.}}{71620}$. Dieselben sind in Fig. 256 eingetragen.

[1]) Das Verhalten ist ähnlich dem der Dampf- und Wasserturbinen, welche über ein bestimmtes Umfangsmoment hinaus wegen des eintretenden labilen Gleichgewichtes nicht mehr gebremst werden können.

Mit Abweichungen, die für die vorliegenden Untersuchungen nicht in Betracht kommen, kann für den Wirkungsgrad der Motore und den Leistungsfaktor für Drehstrom der in Fig. 258 angegebene Kurvenverlauf angenommen werden. Hiernach lassen sich nach der Beziehung

$$736 \cdot N_e = E \cdot J \cdot \eta \text{ für Gleichstrom}$$

$$736 \cdot N_e = \sqrt{3} \cdot E \cdot J \cdot \eta \cdot \cos \varphi \text{ für Drehstrom}$$

(E = Klemmenspannung = Spannung zwischen 2 Leitungen) die Stromstärken (J) für die verschiedenen Belastungen berechnen. Die entsprechenden Kurven sind in Fig. 257 zusammengestellt. Dieselben geben Aufschluß über die Überlastungsfähigkeit der verschiedenen Motore. Die Überlastung ist allgemein nach oben begrenzt durch die Erwärmung der Wicklungen; für Gleichstrommotoren tritt hierzu noch die Funkenbildung am Kollektor.

Wie vorstehend angegeben, kann die normale Dauerbelastung eines Motors ständig vorhanden sein, ohne daß die Stromstärke zu starke Erwärmung hervorruft. Nach praktischen Erfahrungen nimmt mit Rücksicht auf die Erwärmung die Betriebszeit mit zunehmender Stromstärke nach den in Diagramm Fig. 259 zusammengestellten Werten ab. Hiernach kann ein Vergleich der verschiedenen Motore hinsichtlich der durch die Erwärmung der Wicklung bedingten zulässigen Betriebsdauer vorgenommen werden:

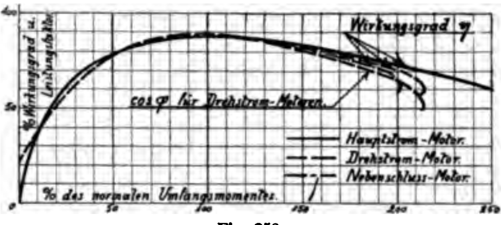


Fig. 258.

Beispiel: Für 150 % der normalen Dauerbelastung braucht nach Fig. 257 der Hauptstrommotor 128 % der zugehörigen Betriebsstromstärke, der Nebenschlußmotor 151 % und der Drehstrommotor 168 %. Diagramm Fig. 259 gibt hiernach folgende, mit Rücksicht auf die Erwärmung der Wicklungen höchst zulässige Belastungsdauer:

Für Hauptstrommotor	110	Min.
» Nebenschluß »	70	»
» Drehstrom »	55	»

Für die Beurteilung der Verhältnisse ist wohl zu beachten, daß die gleiche Überlastung wesentlich verschiedene Leistungen bei den drei Motorsystemen bedeutet (Fig. 256), u. zw. für den Hauptstrommotor 120 % der normalen Dauerleistung bei 80 % der zugehörigen Tourenzahl, für den Nebenschlußmotor 142 % bei 93 % der Touren, und für den Drehstrommotor 145 % bei 95 % der Umdrehungen für Dauerleistung.

Die Überlastungsfähigkeit des Nebenschlußmotors ist mehr noch, als durch die Erwärmung der Wicklungen, durch das Feuern des Kollektors bei wachsender Stromstärke begrenzt. Der Hauptstrommotor ist wegen seiner magnetischen Eigenschaften in dieser Beziehung sehr wenig emp-

findlich, der Drehstrommotor infolge des Vorhandenseins der Schleifringe ohne Stromunterbrechung an Stelle des Kollektors vollständig unempfindlich.

Unter Normalleistung für Kranbetrieb ist etwas wesentlich anderes zu verstehen als unter der vorstehend als Ausgangspunkt für den Vergleich der verschiedenen Motorarten benützten normalen Dauerleistung; vgl. hierüber Anhang, (Normalien für die Bewertung usw. elektrischer Maschinen etc.); unter Benützung der diesbezüglichen Angaben und der Fig. 256, 259 gilt der Vergleich zweier Motore ohne weiteres auch für die normale Leistung als Kranmotor.

§ 81. Anlauf. Die in Fig. 257 dargestellten Stromkurven, welche bei vollständig ausgeschaltetem Anlaßwiderstand dem beigezeichneten Umfangsmoment entsprechen, gelten auch unabhängig von der Tourenzahl während der Anlaufzeit, wenn mittels des Anlaßwiderstandes dafür gesorgt wird, daß die dem Netz entnommene mittlere Stromstärke bei gegebenem Umfangsmoment den zugehörigen Wert nicht überschreitet. Hiernach würde z. B. ein Hauptstrommotor (vgl. Fig. 257), welcher im Beharrungszustand bei ausgeschaltetem Widerstand 150 % des normalen Umfangsmomentes für Dauerbetrieb mit 127 % der zugehörigen Stromstärke bei 80 % der entsprechenden Tourenzahl überwindet, bei demselben Umfangsmoment gerade anlaufen, wenn der Anlaßwiderstand (vgl. Fig. 253—255) soweit ausgeschaltet wird, daß dieselbe Stromstärke (127 %) dem Netz entnommen wird. Ebenso verhält es sich mit dem Nebenschluß- und dem Drehstrommotor.

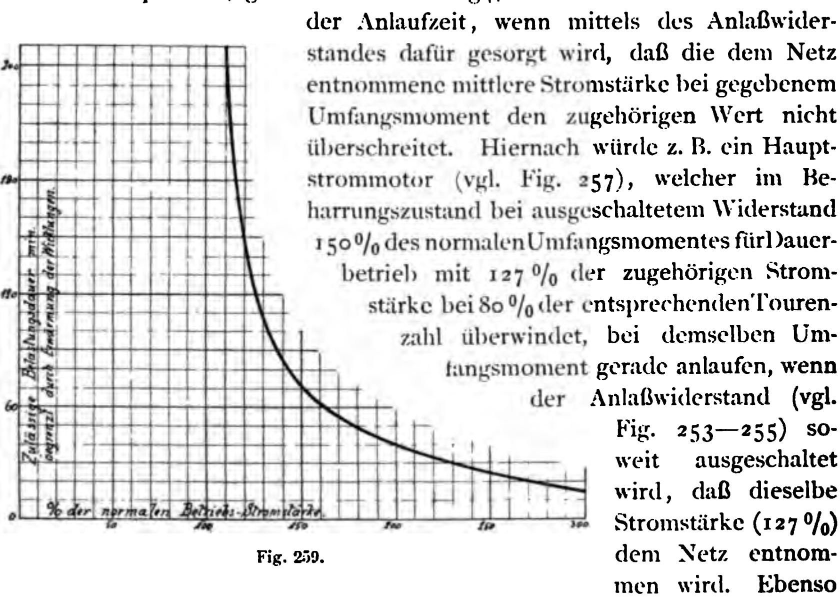


Fig. 259.

Da für Krane beim Heben der Last das Umfangsmoment des Beharrungszustandes für den Anlauf noch durch das Umfangsmoment der Beschleunigung vergrößert wird, so muß für die Anlaufperiode ein Überschuß an Stromstärke zur Erzielung des Beschleunigungsmomentes aufgewandt werden. Für Hauptstrom- und Drehstrommotore werden allgemein für den Anlauf ca. 50 % Stromüberlastung gestattet, Nebenschlußmotore erlauben mit Rücksicht auf Feuern des Kollektors nur höchstens ca. 20 %.

Der Anlauf vollzieht sich in folgender Weise: Der Strom wird durch Ausschalten eines entsprechenden Betrages des Anlaßwiderstandes auf den beabsichtigten Wert gebracht, der Motor mit Getriebe und Last läuft ent-

sprechend dem überschüssigen Drehmoment beschleunigt an. Sowie Bewegung eintritt, entsteht im Anker des Motors infolge magnetischer Wechselwirkung eine Gegenspannung, welche der Netzspannung entgegenwirkt und den Betriebsstrom infolgedessen herunterdrosselt. Soll dieser zur weiteren Beschleunigung wieder auf seinen ursprünglichen Wert gebracht werden, so ist Widerstand auszuschalten; infolge der wachsenden Geschwindigkeit steigt die Gegenspannung des Ankers, und es ist, um auf die volle Tourenzahl zu kommen, der Widerstand allmählich auszuschalten, bis der Motor direkt am Netz liegt (Gleichstrom) bzw. der Anker kurzgeschlossen ist (Drehstrom); es wird hierbei der Gleichgewichtszustand schließlich erreicht, indem das treibende Umfangsmoment des Motors und die Tourenzahl sich auf die der vorhandenen Belastung entsprechenden zugehörigen Werte des Beharrungszustandes einstellen.

Hiernach lassen sich an Hand von Fig. 256—258 die drei Motorsysteme hinsichtlich ihres Verhaltens beim Anlauf vergleichen:

Beansprucht z. B. die Last für den Beharrungszustand das normale Umfangsmoment eines Motors, so würde zum Anlassen der Hauptstrommotor bei der zulässigen Anlaufstromstärke von 150 % des Normalwertes 190 % des Umfangsmomentes entwickeln, der Drehstrommotor mit 50 % Stromüberlastung 140 % und der Nebenschlußmotor bei 20 % Stromüberlastung nur 120 % des normalen Umfangsmomentes.

Aus den vorstehend besprochenen Eigenschaften der drei Motorarten ist ersichtlich, daß der Serienmotor für Einmotorenkrane nicht verwendet werden kann, weil bei ausgerückten Kupplungen Gefahr des Durchgehens besteht. Ferner tritt die Empfindlichkeit des Nebenschlußmotors gegen Überlastung und sein schwaches Anzugsmoment zutage, welche denselben für Mehrmotorenkrane ungeeignet machen.

§ 82. Geschwindigkeitsregulierung. Wenn man während des Anlassens (§ 81) den Anlaßhebel in einer Zwischenstellung stehen läßt, so wird der Beharrungszustand bei einer geringeren Geschwindigkeit eintreten, und zwar würde jeder Kontaktstellung des Hebels eine bestimmte Geschwindigkeit des Motors entsprechen, die um so niedriger ausfällt, je mehr Widerstand vorgeschaltet ist. Hieraus geht hervor, daß der Anlasser sich mit Vorteil auch zur Geschwindigkeitsregulierung verwenden läßt, vorausgesetzt, daß er für die auftretenden Strombelastungen hinreichend dauerhaft gestaltet ist. Tatsächlich ist seine Verwendung für diesen Zweck bei Kranen auch fast allgemein verbreitet. Die Ausführung als Metallwiderstand hat eine Regulierung nach Geschwindigkeitsstufen zur Folge, deren Größe von der Unterteilung des Widerstandes und dem jeweiligen Betrage des Belastungsmomentes abhängt. Sicherer Anhub der Last nach Lösung der Haltebremsen verlangt ziemlich grobe Regulierstufen für die ersten Kontakte, falls das Räderwerk nicht selbstsperrend ist. Für kleinere Motore wählt man die erste Stufe so, daß sich der volle Strom des Hubmomentes der

maximalen Last einstellt, größere Motore stuft man mit Rücksicht auf Stromstöße beim Einschalten zweckmäßig etwas feiner ab, doch muß auf dem ersten Kontakt mindestens 50 % des Anhubmomentes für maximale Last erreicht werden, um die Möglichkeit abwärtsgehender Bewegung beim Anheben schwerer Last auszuschließen.

§ 83. Auslauf. Wird der Strom eines Motors während des Laufes ausgeschaltet, so läuft der Anker mit dem angeschlossenen Räderwerk verzögert weiter; die Länge der Auslaufzeit hängt außer von Reibungswiderständen und dem Widerstand bewegter Lasten (beim Heben) wesentlich von den in Bewegung befindlichen Massen ab. Zum Anhalten der Last an einer bestimmten Stelle genügt in vielen Fällen der einfache Auslauf. Es liegt nahe, zum präzisen Einstellen der Last im Bedarfsfall Gegenstrom zu benutzen; da jedoch bei allen drei Motorarten (vgl. § 80) bei direktem Umsteuern die im Anker erzeugte Spannung die Netzspannung unterstützt, die Anlasser aber nur für die letztere gebaut sind, so entstehen im Moment des Umschaltens bei auch nur mäßigen Geschwindigkeiten heftige Stromstöße, welche Motoren, Anlasser und Netz gefährden können, und die fast stets zu Störungen infolge Durchschlagens der Sicherungen führen. Das Bremsen durch Gegenstrom darf daher unter keinen Umständen bei voller Tourenzahl des Ankers vorgenommen werden, höchstens im letzten Augenblick des Auslaufes bei ganz geringer Geschwindigkeit, und selbst hier sollte nur im dringenden Notfall (Gefahr) Gegenstrom gegeben werden. Drehstrommotore sind im allgemeinen nicht so empfindlich wie Gleichstrommotore.

Außer durch Gegenstrom ist eine Verkürzung der Auslaufzeit für Gleichstrom noch möglich durch die sogenannte Kurzschlußbremsung. Dieselbe wird erreicht, indem man den vom Netz abgeschalteten Motor durch den Anlaßwiderstand oder einige Stufen desselben kurzschließt; alsdann wird der Motor durch die bewegten Massen als Dynamomaschine angetrieben und der erzeugte Strom, welcher die Bremsung verursacht, in den Widerständen durch Wärmeentwicklung vernichtet. Für Nebenschlußmotore, welche wegen der in § 81 angeführten Eigenschaften nur für Einmotorenkrane Verwendung finden, kommt diese Schaltung nicht in Frage, bei Hauptstrommotoren wird sie häufig angewandt. Zu bemerken ist, daß zur Erhaltung der Bremskraft, welche bei eingeschaltetem Widerstand mit der Geschwindigkeit sofort abnehmen würde, die Widerstände stufenweise, ähnlich wie beim Anlassen ausgeschaltet werden; bei Stillstand findet durch die Kurzschlußschaltung keine Bremswirkung statt.

Beispiel einer Krananlage mit Kurzschlußschaltung vgl. Abschnitt VI, Beispiel Nr. 10.

§ 84. Verhalten der Motore beim Lastsenken. Der Nebenschlußmotor der Einmotorenkrane, welcher im Beharrungszustand durch Wendegetriebe die verschiedenen Lastbewegungen einleitet, ohne selbst um-

gesteuert zu werden (§ 18, 43), arbeitet, wenn er beim Senken der Last von dieser angetrieben wird, als Dynamomaschine und gibt hierbei Strom an das Netz ab; dabei überschreitet seine Geschwindigkeit den normalen Wert nur wenig. Bedingung für diese Wirkung ist, daß der Motor direkt am Netz liegt, daß also während des Senkens der Last nicht mit dem Anlasser manövriert wird; bei Einschalten von Widerständen würde die Last mit dem Motor durchgehen. Bei Stromunterbrechung besteht die Gefahr des Abstürzens der Last, es muß daher der Kranführer instruiert sein, daß er in solchem Fall sofort die mechanische Bremse des Hubwerkes (vgl. § 18, 43) einfallen läßt. Ähnlich wie der Nebenschlußmotor verhält sich der Drehstrommotor der Einmotorenkrane.

Der Serienmotor der Mehrmotorenkrane gestattet für das Senken der Last die Verwendung der Kurzschlußschaltung; hierbei sind jedoch zur Verhütung zu hoher Geschwindigkeiten besondere Sicherheitsvorkehrungen zu treffen: Von Wichtigkeit ist die sichere Erhaltung des Magnetismus der Feldmagnete; dieselbe wird zweckmäßig erreicht durch einen schwachen Strom, welcher während der Kurzschlußschaltung des Motors mittels einer besonderen Nebenschlußanordnung (vgl. Abschnitt VI Beispiel 10) durch die Feldwicklungen geschickt wird. Der Ankerstrom und damit die Geschwindigkeit wird durch Einschalten eines entsprechenden Teils des Anlaßwiderstandes reguliert; die Schaltung ist so zu treffen, daß geringer Hebelausschlag geringer Geschwindigkeit entspricht, die dann mit dem Hebelausschlag zunimmt. Zur Sicherung des Anlaufes für kleine Lasten oder Leerlauf erhält der Motor bei äußerster Hebelstellung unter Aufhebung der Kurzschlußschaltung mit vorgeschaltetem Widerstand Strom aus dem Netz.

Das Senken nach dieser Methode erfordert genaue Instruktion des Kranführers und große Aufmerksamkeit in der Bedienung, da die Hebelstellung des Anlassers nur nach der geschätzten Geschwindigkeit reguliert werden kann, und bei unachtsamem Senken mittlerer und besonders schwerer Lasten, sowie in lebhaften, geräuschvollen Werkstattsbetrieben leicht zu hohe Geschwindigkeiten auftreten können.[1]) Zur Sicherung des Betriebes für den Fall der Stromunterbrechung ist eine mechanische Haltebremse mit Bremslüftungsmagnet vorzusehen.

Außer mit Kurzschlußbremsung kann das Senken der Last mittels des Hauptstrommotors auch durch Umsteuern auf Abwärtsgang erfolgen unter Anschluß an das Netz wie für Aufwärtsgang. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, daß der Motor von der abwärtsgehenden Last in seiner Bewegung unterstützt wird, nach § 80 also sehr hohe Tourenzahl annimmt, und daher besondere Vorkehrungen zu treffen sind, um Abstürzen

[1]) Sehr zweckmäßig ist die Verwendung von Zentrifugal-Alarmapparaten (Schuckert), welche auf die Motorwelle gesetzt und auf bestimmte Geschwindigkeitsgrenzen eingestellt werden können.

der Last zu verhüten. Man verwendet in diesem Fall die sogenannten Senksperr- oder Drucklagerbremsen (§ 111), welche die Lastgeschwindigkeit in direkte Abhängigkeit zur Motorgeschwindigkeit setzen. Bei richtiger Konstruktion und sorgfältiger Überwachung ist bei Verwendung derartiger Bremsen der Motor für Abwärtsgang nur schwach belastet, es muß daher zur Vermeidung zu hoher Geschwindigkeiten mit Vorsicht gesteuert werden, Zentrifugal-Alarmvorrichtungen sind auch hier zweckmäßig, wenn die Geschwindigkeiten schwer zu beobachten sind. Die Beobachtung der Belastung des Motors für Abwärtsgang gibt ein Mittel an die Hand, den Zustand der Senksperrbremsen im Betriebe zu überwachen.

Für Krane mit großen Hakengeschwindigkeiten und verhältnismäßig kleinen Lasten (Hafenkrane für Lösch- und Ladezwecke) wird häufig das Senken mittels Handbremsen reguliert (§ 45), in diesem Fall erhält der Motor keine Schaltung für Abwärtsgang, der Anlaßhebel bleibt in der Ruhelage stehen.

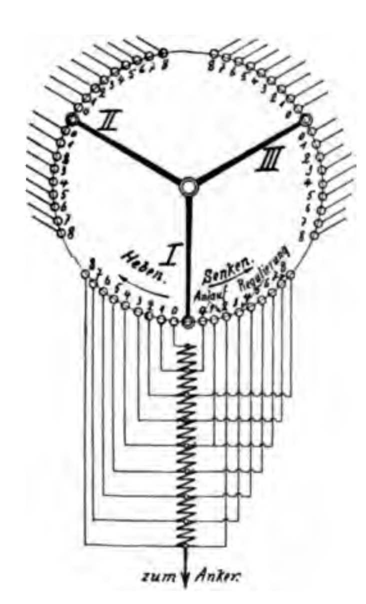


Fig. 260.

Der Drehstrommotor der Mehrmotorenkrane wird für den Abwärtsgang der Last, falls er nicht, wie bei Hafenkranen, ausgeschaltet bleibt und leer mitläuft bzw. vom Windwerk abgekuppelt wird, umgesteuert und an das Netz angeschlossen. Wird hierbei für Abwärtsgang die gleiche Stufenschaltung des Anlaßwiderstandes wie für Aufwärtsgang vorgesehen, so muß das Windwerk eine Senksperrbremse erhalten; dann ist für Abwärtsgang eine vollständige Geschwindigkeitsregulierung gesichert.

Wird eine Senksperrbremse nicht eingebaut, so wird bei schwerer Last der Motor auf dem ersten Kontakt des Anlassers für Abwärtsgang in ganz kurzer Zeit ca. die doppelte der normalen Tourenzahl annehmen; dieselbe geht bei weiterem Auslegen des Hebels allmählich auf den normalen Wert zurück. Für den Motor ist solche Tourenzahl meist gefährlich, die Bewegung der Last unzuverlässig. Es sind daher für Abwärtsgang die Stufen des Anlaßwiderstandes so zu wählen, daß auf dem dritten Kontakt der Anker bereits kurz geschlossen ist; der Kranführer ist dann zu instruieren, daß er den Anlaßhebel bei jeder Last für Abwärtsgang stets ganz auszulegen hat. Diese Schaltung gestattet keine Geschwindigkeitsregulierung; dieselbe kann durch die in Fig. 260 angedeutete Schaltung erreicht werden. Bei Verwendung dieser empfiehlt sich wie für den Hauptstrommotor ein Alarmapparat zur Anzeige zu hoher Geschwindigkeiten. Die Geschwindigkeit für das Senken wird nicht wie für das

Heben unter die normale Tourenzahl herunter erfolgen, sondern über dieselbe hinaus.

§ 85. Die richtige Bemessung der Motoren für auszuführende Krane ist, wenn keine Erfahrungsresultate vorliegen, verhältnismäßig schwierig. Tab. 15 enthält für verschiedene Lasten unter Zugrundelegung normalen Werkstattbetriebes Mittelwerte aus zahlreichen Ausführungen, welchen die gebräuchlichen Lastgeschwindigkeiten beigefügt sind.

In allen Fällen, in denen besondere Ansprüche seitens des Betriebes gestellt werden, ist mit größter Sorgfalt zu verfahren, besonders bei Hauptstrommotoren, für welche nicht allein die Leistung, sondern auch die mit der Belastung stark schwankende Tourenzahl zu berücksichtigen ist. In vielen Fällen kann man sich sichern, indem man bei dem Entwurf eine eventuell später zu erfolgende Auswechslung des Motors ermöglicht.

§ 86. Bremslüftungsmagnete. Die für Krane vielfach verwendeten Bremslüftungsmagnete dienen zum Anheben der Gewichte von mechanischen Band- oder Backenbremsen, d. h. sie treten lediglich zum Lösen der Bremsen in Wirksamkeit; ihre Leistung ist demnach durch die zum Heben des Bremsgewichtes erforderliche Arbeit bestimmt.[1]) Die Größe wird meistens in cmkg Hubarbeit angegeben; der zur Verfügung stehende Lösungsweg der Bremse (vgl. § 7) ist hiernach zu ermitteln. Die Bremsen werden durch den Magneten gelöst, sobald der zugehörige Motor Strom erhält, der Magnet gibt das Gewicht frei, sowie aus irgend einer Ursache der Motor stromlos wird; die Bremsen werden also unter der Wirkung des Gewichtes angezogen. Für die sichere Wirkung der Bremse ist es erforderlich, daß im Moment der Stromunterbrechung der Anker des Magneten auch tatsächlich freigegeben wird (Gleichstrom); da mit dem Erlöschen des Magnetismus das Bremsgewicht sich selbst überlassen bleibt, so müssen Vorkehrungen getroffen sein, welche zu heftiges Einfallen der Bremsen verhüten (Luftbuffer und Ölkatarakte).

Der Gleichstrommagnet wird sowohl direkt in den Ankerstrom der Hauptstrommotore (Abschnitt VI Beisp. 7) oder zum Motorstromkreis in Nebenschluß (Beispiel 10) gelegt. Liegt er im Nebenschluß, so ist die Anzugskraft vollständig unabhängig vom Ankerstrom, die Wicklung und Isolierung muß dann aber der vollen Spannungsdifferenz entsprechen, was nicht der Fall ist, wenn das Magnet in Reihe mit dem Motor liegt. Der Drehstrommagnet in seinen verschiedenen Ausführungen liegt an der Primärwicklung des zugehörigen Motors, die drei Phasen sind meist in Y-Schaltung vereinigt. Die Stromstärke zum Heben des Gewichtes ist im Moment des Anhubes sehr groß und nimmt bei angezogenem Anker bis nahezu auf Null ab; wenn durch irgend einen Zufall der Strom in einer Phase unterbrochen, oder der Anhub des Ankers aus einem anderen

[1]) Bei der Wahl eines bestimmten Magneten ist zu untersuchen, ob der Anker desselben zur Vermehrung des Bremsgewichtes beiträgt.

Tabelle Nr. 15. Motorgrößen und Lastgeschwindigkeiten ausgeführter Mehrmotorenkrane

Maximal-Nutzlast t	Hubwerk Motor-Leistg. PS ca.	Hubwerk Last-Geschw. m/min ca.	Katzfahrwerk Motor-Leistg. PS ca.	Katzfahrwerk Last-Geschw. m/min ca.	Kranfahrwerk Motor-Leistg. PS ca.	Kranfahrwerk Last-Geschw. m/min ca.	Kran-Gew. pro 1 m Spannweite ohne Katze kg ca.	Gewicht der Katze kg ca.
5	7,5 10 15	4 6 8	2 3 5	15 30 45	6 9 12	60 90 120	620	2500
7,5	10 14 18	3 5 7	2 bis 5	20 bis 35	8 10 12	60 80 100	700	3200
10	10 14 18	2 4 6	3 bis 5	20 bis 30	5 10 15	40 60 80	770	3500
15	12 bis 18	2 bis 5	5 bis 7,5	20 bis 30	10 bis 15	40 bis 60	850	4500
20	15 bis 25	1,5 bis 4,0	5 bis 7,5	15 bis 25	12 bis 18	40 bis 60	1000	5500
25	18 bis 30	1,5 bis 4,0	7,5 bis 10	15 bis 25	15 bis 20	40 bis 60	1100	7000
30	20 bis 35	1,25 bis 3,5	7,5 bis 10	15 bis 25	16 bis 25	35 bis 60	1260	8000
40	25 bis 35	1,0 bis 2,5	7,5 bis 10	12 bis 18	20 bis 30	35 bis 55	1480	10000
50	30 bis 35	1,0 bis 2,0	10 bis 15	12 bis 18	25 bis 35	30 bis 50	1660	13000
60	32 bis 35	1 bis 1,75	10 bis 15	10 bis 15	30 bis 40	25 bis 50	1900	16000
75	45	1	10 bis 15	8 bis 12	30 bis 50	30 bis 40	2500	20000

Grunde verhindert wird, behält die Stromstärke in den nicht unterbrochenen bzw. allen drei Phasen den Anhubwert bei, die Wicklungen brennen in wenigen Minuten durch. Sicherungen versagen in diesem Fall, weil sie dem Anhubstrom entsprechen müssen; vor derartigen Störungen kann nur aufmerksame ständige Betriebskontrolle schützen, die allerdings dadurch erleichtert wird, daß Fehler am Magneten sich sofort durch heftiges Brummen anzeigen. Dem häufig bei Drehstrommagneten beobachteten Lockern von Schrauben ist durch geeignete Sicherung entgegenzutreten.

§ 87. Funkenlöscher. Wird eine stromführende Leitung unterbrochen, so entsteht an der Unterbrechungsstelle ein Lichtbogen, welcher die Kontaktflächen angreift. Bei Gleichstrom ist der Lichtbogen und demgemäß auch seine schädliche Wirkung bedeutend stärker als bei Wechsel-(Dreh-)Strom. Bei Ausschaltern sucht man die Wirkung durch möglichst schnelles Ausschalten (Augenblicksschalter mit Federauslösung) zu verringern, wenn nicht sehr häufig ausgeschaltet wird, genügt dieses Mittel auch vollständig. Für Steuer- und Anlaßapparate der Mehrmotorenkrane, welche sehr oft aus- und eingeschaltet werden (vgl. § 79), entsteht an jedem Kontaktstück der Steuerwalzen beim Ausschalten ein Lichtbogen; an der letzten Kontaktlamelle wird derselbe wegen der vollständigen Unterbrechung am stärksten. Zur Schonung der Kontaktflächen werden Funkenlöscher angeordnet; dieselben bestehen aus einem in den Anlasser eingebauten Elektromagneten (Fig. 124, 125), durch welchen an den verschiedenen Unterbrechungsstellen magnetische Felder erzeugt werden, die infolge magnetischer Wechselwirkung den Lichtbogen augenblicklich ausblasen. Solche Funkenlöscher gibt es nur für Gleichstrom. Die Kontakte der Drehstromanlasser müssen daher häufiger nachgesehen und die ausgebrannten Stellen geschlichtet werden.

IV. Abschnitt.

Für den Kranbau wichtige Maschinenelemente.

---

§ 88. Schrauben. Zu unterscheiden sind:

a) Befestigungsschrauben,
b) Bewegungsschrauben.

a) Befestigungsschrauben.

Die Beanspruchung soll möglichst nur axial erfolgen; der Festigkeitsrechnung ist der Kerndurchmesser d_1 des Gewindes zugrunde zu legen.

$$Q = k_z \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}.$$

(Werte von k_z siehe Tabelle 6.)

Hieraus bestimmt sich die in der Schraubentabelle (Nr. 16) angegebene Tragfähigkeit. Die niedere Zahl ist für rohe Schrauben, die höhere Zahl für sauber bearbeitete, unter möglichster Schonung des Materials hergestellte Schrauben zu wählen. (Für Querschnittsübergänge sollen stets schlanke Hohlkehlen genommen werden.) Bei Stahl an Stelle von Schweißeisen dürfen die Werte von Q um 25 % überschritten werden. Die Tabellenwerte sind mit niederem k_z errechnet in der Annahme, daß Schrauben stets fest angezogen werden sollen und daß man mit Rücksicht auf möglichst solide Verbindung nicht an den Schrauben sparen sollte. Ist es in einem speziellen Fall infolge Platzmangels oder aus anderen Gründen nötig, auf möglichst geringe Abmessungen zu sehen, so ist es zweckmäßig, unter Benützung von Tabelle 6 mit Hilfe der Gleichung für Q genaue Rechnung durchzuführen.

Schrauben unter $^1/_2''$ sind für Festigkeitsverbindungen grundsätzlich nicht zu verwenden. Gegen Schubbeanspruchung sind Schrauben möglichst

Tabelle Nr. 16. Schrauben (Witworthsystem).

Bolzen	Durchmesser	Kerndurchmesser	Kernquerschnitt	Gänge auf	Sechseckige Mutter und Kopf		Kopfhöhe	Unterlegscheibe		Splintdurchmesser	Tragfähigkeit kg (abgerundet) für
					Schlüsselweite	Spitzkant		Durchmesser	Stärke		
Zoll engl.	mm	mm	qcm	1 Zoll engl.	mm	mm	mm	mm		mm	$k_z = 300$ — $k_z = 500$
1/4	6,4	4,7	0,174	20	14	16	4,5	20	1,5	2	—
3/8	9,5	7,5	0,442	16	19	22	7	25	2	2,5	—
1/2	12,7	10,0	0,785	12	23	27	9	32	2,5	3	250—400
5/8	15,9	12,9	1,307	11	27	31	11	35	3	4	400—650
3/4	19,1	15,8	1,961	10	42	37	13	43	4	4,5	600—1000
7/8	22,2	18,6	2,717	9	36	32	16	50	4	4,5	800—1350
1	25,4	21,3	3,563	8	41	48	18	55	4	5	1050—1800
1 1/8	28,6	23,9	4,486	7	45	52	21	58	4	5	1350—2200
1 1/4	31,8	27,1	5,768	7	50	58	22	65	5	6	1700—2900
1 3/8	34,9	29,5	6,835	6	54	62	24	70	5	6	2000—3400
1 1/2	38,1	32,7	8,398	6	58	67	27	78	6	7	2500—4200
1 5/8	41,3	34,8	9,511	5	63	73	29	84	6	7	2800—4800
1 3/4	44,5	38,0	11,341	5	67	78	31	88	7	8	3400 - 5700
1 7/8	47,6	40,4	12,819	4,5	72	83	33	93	7	8	3800—6400
2	50,8	43,6	14,930	4,5	76	88	36	98	8	9	4500—7500
2 1/4	57,2	49,0	18,857	4	85	98	40	110	9	9	5 600— 9 400
2 1/2	63,5	55,4	24,105	4	94	109	44	121	9	10	7 200—12 000
2 3/4	69,9	60,6	28,843	3,5	103	119	49	134	10	10	8 700—14 400
3	76,2	67,0	35,257	3,5	112	129	53	145	12	12	10 500—17 500

zu entlasten s. Fig. 261, 262). Ist Schubbeanspruchung nicht zu umgehen, so sind die Bolzen genau einzupassen, am besten werden dieselben konisch eingeschliffen (Fig. 263) (Neigung des Kegels gegen die Achse ca. 1 : 30). Bei schiefen Auflageflächen für Mutter und Kopf sind Paßscheiben unterzulegen, Schrägfeilen des Kopfes ist bedenklich, weil bei unachtsamer Arbeit der Schraubenschaft gefährdet ist. Für häufig zu lösende Muttern sind zweck-

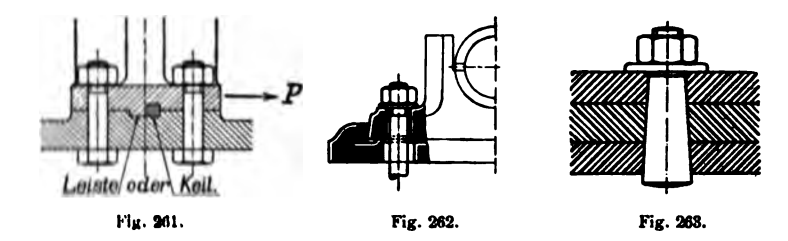


Fig. 261. Fig. 262. Fig. 263.

mäßig die Schlüsselflächen zu härten. Kopfschrauben sollen nie direkt in Gußeisen geschraubt werden; um das Ausreißen des Gewindes zu verhüten, sind besondere Gewindebüchsen anzuordnen (Fig. 264).

Bei Entwurf von Schraubenverbindungen muß darauf gesehen werden, daß genügender Platz zur Handhabung der Schlüssel vorhanden ist; Spezialschlüssel sind möglichst zu vermeiden.

Schraubenverbindungen müssen gegen selbsttätiges Lösen gesichert sein. Die gebräuchlichsten Hilfsmittel sind für Muttern Splint und Gegenmutter, für Kopfschrauben Sicherungsstift nach Fig. 264. In Fällen, welche spätere Lösung der Verbindung ausschließen, kann die Sicherung auch durch Anhämmern des überstehenden Schraubenbolzens an die Mutter oder durch Meißelhieb geschehen. Für Schrauben, welche während des späteren Betriebes und bei Revisionen gelegentlich wieder gelöst werden müssen, soll das Gewinde möglichst mit der Stirnfläche der Mutter abschließen, gelegentliches Abwischen mit Öl ist zu empfehlen, weil festgerostete Schrauben bei dringenden Reparaturen außerordentlich störend sind. Gasgewinde vgl. Tabelle Nr. 17.

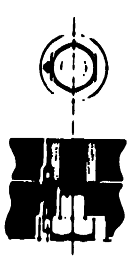


Fig. 264.

b) Bewegungsschrauben.

Die Berechnung derselben hat zu umfassen: Die Festigkeit gegen Zug (Druck) und Drehung, den zu erreichenden Wirkungsgrad (Tab. 4) und den spezifischen Flächendruck in den Gewindegängen.

Der Entwurf hat zunächst dafür zu sorgen, daß die Zug- bzw. Druckkraft stets axial wirkt und bei Druckbeanspruchung keine Gefahr für seitliches Ausknicken besteht.

Als Gewindeform kommt für den Fall, daß die axiale Kraft den Sinn wechselt, nur das rechteckige oder runde Gewinde in Frage, wechselt die Axialkraft den Sinn nicht, so ist mit Vorteil das einseitige Trapez-

gewinde zu verwenden. Spitzes oder symmetrisches Trapezgewinde kommt mit Rücksicht auf den geringen Wirkungsgrad und die Gefahr des Sprengens der Muttern für Bewegungsschrauben nicht in Betracht.

Tabelle Nr. 17. Gasrohr-Gewinde.

Lichter Rohrdurchmesser		Äußerer Gewindedurchmesser	Gewindetiefe	Anzahl der Gänge auf 1″ engl.
Zoll engl.	mm	mm	mm	
1/2	12,7	20,6	1,2	14
5/8	15,9	23,0	1,2	14
3/4	19,1	26,2	1,2	14
7/8	22,2	30,2	1,5	11
1	25,4	33,3	1,5	11
1 1/4	31,8	41,3	1,5	11
1 1/2	38,1	47,6	1,5	11
1 3/4	44,5	54,0	1,5	11
2	50,8	60,3	1,5	11
2 1/4	57,2	66,7	1,5	11
2 1/2	63,5	76,2	1,5	11
2 3/4	69,9	79,4	1,5	11
3	76,2	88,9	1,5	11
3 1/2	88,9	100,0	1,5	11
4	101,6	112,7	1,5	11

Als Konstruktionsgrundlage dienen die nachstehend gegebenen Verhältnisse (Fig. 265).

	Eingängig	Zweigängig
Gewindetiefe h	$0{,}1\ d_1$	$0{,}1\ d_1$
Steigung s	$2h = 0.2\,d_1$	$4h = 0{,}4\,d_1$
Mittlerer Steigungswinkel α	4°	8°

Die Berechnung bestimmt zunächst für die gegebene Zug-(Druck-) kraft Q den Kerndurchmesser d_1 unter Annahme eines k_z bzw. k zu 0,6 der Werte von Tab. Nr. 6. Ist d_1 bestimmt, so findet sich unter Annahme von $tg\ (\alpha + \varrho)$ zu 0,25 im Mittel für ein- und zweigängige Schrauben

$$M_d = 0{,}125 \cdot Q \cdot \frac{d + d_1}{2} \sim 0{,}14 \cdot Q \cdot d_1$$

und schließlich noch aus Q und M_d die Beanspruchung auf Zug (Druck) und Drehung. Das Gewinde ist unter Anlehnung an Fig. 265 dann so auszuführen, wie es die zur Verfügung stehenden Werkstatteinrichtungen gestatten.

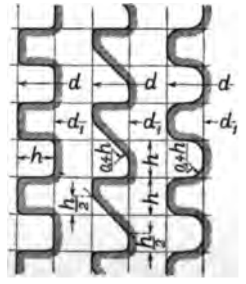


Fig. 265.

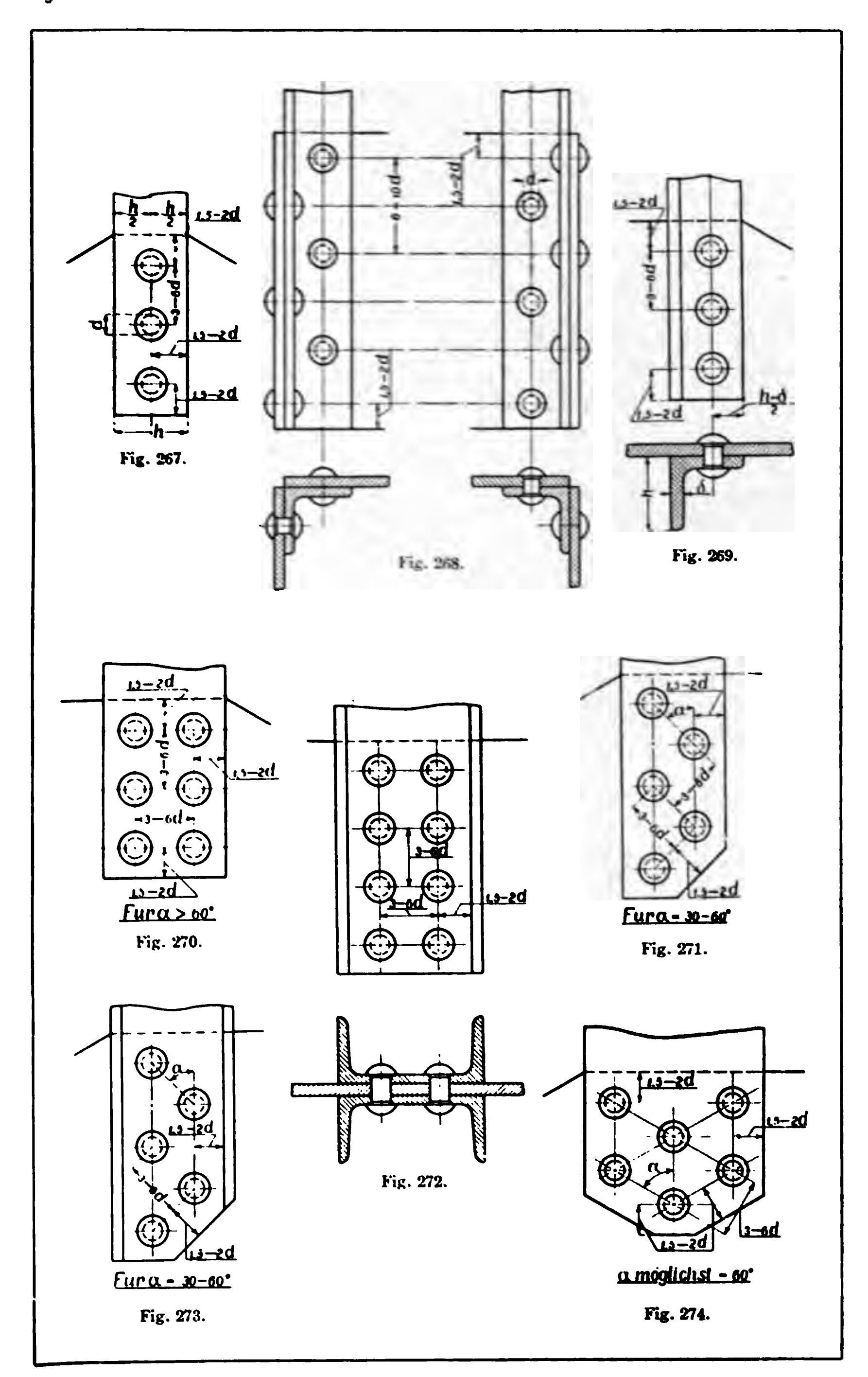


Fig. 267. Fig. 268. Fig. 269. Fig. 270. Fig. 271. Fig. 272. Fig. 273. Fig. 274.

Liegen m und n für alle Stabanschlüsse eines Knotenbleches fest, so ist die Anordnung der Nieten zu treffen. Besondere Rücksicht ist auf möglichst bequeme praktische Ausführung zu nehmen, für welche die jeweils vorhandenen fabrikationellen Einrichtungen maßgebend sind. Im übrigen wähle man für ein-, zwei- und dreireihige Nietungen die Gruppierung nach Fig. 267—274.

Die Gestalt des Knotenbleches ergibt sich nach Aufzeichnung der betreffenden Stabanschlüsse direkt aus der Zeichnung. Mit Rücksicht auf die praktische Ausführung ist es zweckmäßig, möglichst einfache Formen für die Knotenbleche zu wählen und die Bleche der verschiedenen Knotenpunkte möglichst gleichartig zu gestalten.

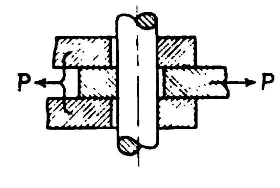


Fig. 275.

Ist ein Knotenpunkt in allen seinen Maßen fertig entworfen, so folgt die Untersuchung auf etwa vorhandene Schwächen: die Schwerpunktlinien der Stäbe müssen sich (u. zw. in allen drei Projektionen) möglichst im theoretischen Knotenpunkt schneiden. Die am meisten durch Nietlöcher geschwächten Stabquerschnitte sind nachzurechnen; die Scherfestigkeit der Nietverbindungen selbst ist nachzuprüfen, u. zw. zweckmäßig ohne Verwendung von Tabelle Nr. 18. Der spezifische Flächendruck der Nieten in der Lochwandung ist zu untersuchen; bei mehrschnittigen Verbindungen ist, um Irrtümer in der Vorstellung zu vermeiden, die Verwendung einer verzerrten Skizze nach Fig. 275 zu empfehlen. Die Auflagefläche wird pro Niete und Blech mit $d \cdot \delta$ in Rechnung gebracht. Die zulässige spezifische Pressung kann bis zu $2 \cdot k_z$ (siehe Tab. Nr. 6) angenommen werden. Häufig ist das Knotenblech selbst starken Beanspruchungen unterworfen, Erhebungen in dieser Richtung dürfen nie unterbleiben.

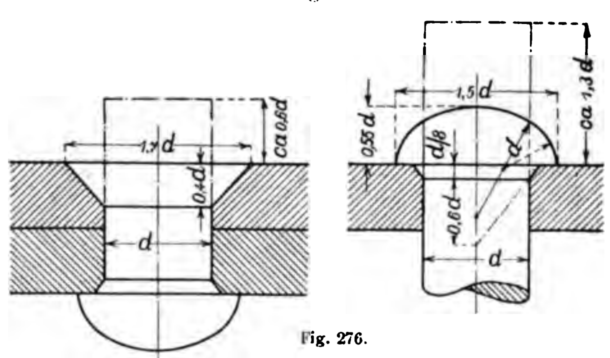


Fig. 276.

Über Qualität des Nieteisens vgl. Anhang; gebräuchliche Nietkopfformen s. Fig. 276. Die vorstehende, für die Bildung des Schließkopfes erforderliche Schaftlänge ist zu wählen

für aufliegenden Nietkopf l = ca. 1,3 d
» versenkten » = ca. 0,6 d.

Vgl. auch die verschiedenen einschlägigen Sonderbestimmungen des Anhangs.

§ 90. Haken und Schlaufen. Ausgangspunkt für die Dimensionierung bildet der durch die Nutzlast Q direkt belastete Schaft; derselbe ist im ungünstigsten Querschnitt (Kerndurchmesser des Gewindes) nach der gegebenen Maximalbelastung zu berechnen. Die infolge Verfangens der Anschlagketten oder -seile nicht selten auftretenden Stöße bedingen niederen Wert von k_z (Spalte c der Tab. Nr. 6).

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot k_z = Q_{\max}.$$

Als Material kommen nur gut ausgeschmiedetes, bestes Schweißeisen und durchgeschmiedeter Stahl in Betracht.

Beim Entwurf des an den Schaft sich anschließenden Hakens oder der Schlaufe etc. bedient man sich mit Vorteil der in den Fig. 277—280 zusammengestellten typischen Formen, welche aus zahlreichen im Betrieb befindlichen Ausführungen entwickelt sind. Besonderes Augenmerk ist darauf zu richten, daß der Haken absolut keine scharfen Kanten erhält, welche die Anschlagseile etc. verletzen könnten. Für Haken führt eine Berechnung nach der Normallast durchaus nicht immer zu den zweckmäßigsten Abmessungen, weil im späteren Betriebe, besonders bei Verwendung mehrerer Anschlagenden, Seitenkräfte entstehen, welche die Beanspruchung des Materials unter Umständen verdoppeln. Am Hakengewicht zu sparen ist meistens nicht berechtigt, da das Senken mit leerem Haken noch genügendes Gewicht zum Straffhalten von Seil oder Kette verlangt. Vielfach sind noch besondere Belastungsgewichte für Haken oder Unterflasche anzuordnen.

Haken und Schlaufe müssen nach allen Richtungen hin leicht beweglich sein, um Biegungsbeanspruchung für den Schaft auszuschließen und um das Einhängen der Anschlagketten möglichst zu erleichtern. Diese Beweglichkeit wird bei kleineren Ausführungen durch Einschaltung einiger Ringe zwischen Haken und Hakengewicht (Fig. 280), bei größeren Ausführungen durch Kugellager für den Schaft und gelenkige Aufhängung der Hakentraverse in der Unterflasche bewirkt (Fig. 278). Damit das Kugellager leicht beweglich wird, gebe man dem Schaft genügend Spiel in der Bohrung der Traverse und nehme nicht zu viele Kugeln (ca. 1 weniger als zur vollständigen Füllung der Kreisbahn nötig sind). Den Durchmesser der Kugeln wähle man

$$\delta = \frac{d_1}{4}$$

(d_1 = Kerndurchmesser des Hakenschaftes). Der Durchmesser der Kreisbahn ergibt sich meist aus der Zeichnung zu $1{,}5—2 \cdot d_1$. Die Belastung pro Kugel soll den Betrag von

$$q = 300\,\delta^2$$

(δ in cm) nicht überschreiten. Die Laufflächen müssen sauber abgerichtet sein, geringe Krümmungen machen dieselbe unbrauchbar.

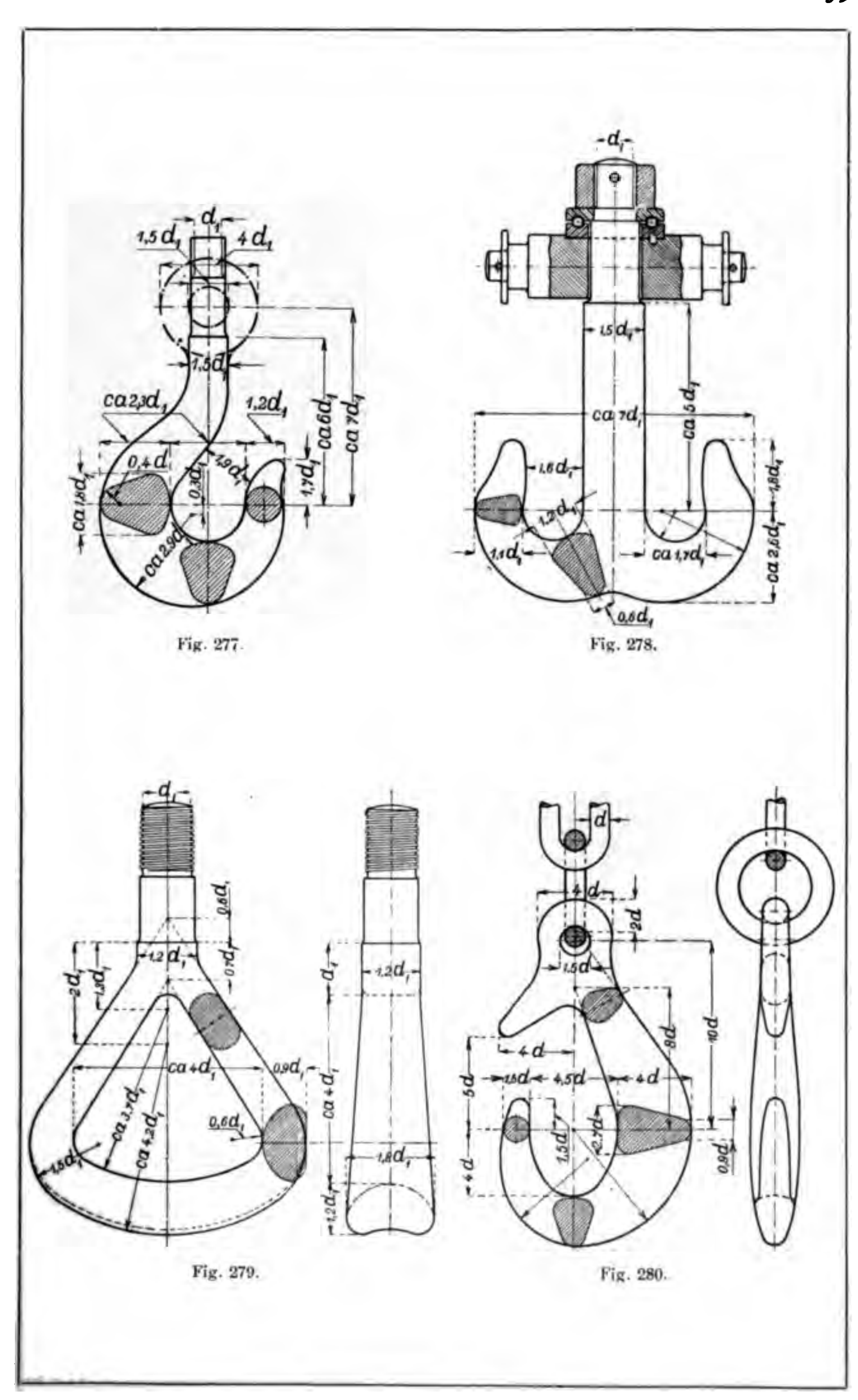


Fig. 277.

Fig. 278.

Fig. 279.

Fig. 280.

Unterhalb der Traverse erhält der Hakenschaft einen Ansatz, welcher das Ausheben des Kugellagers verhindert. Die Mutter des Schaftes ist zu sichern; bezüglich der Gewindeform s. § 88.

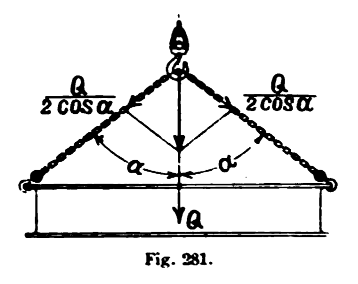


Fig. 281.

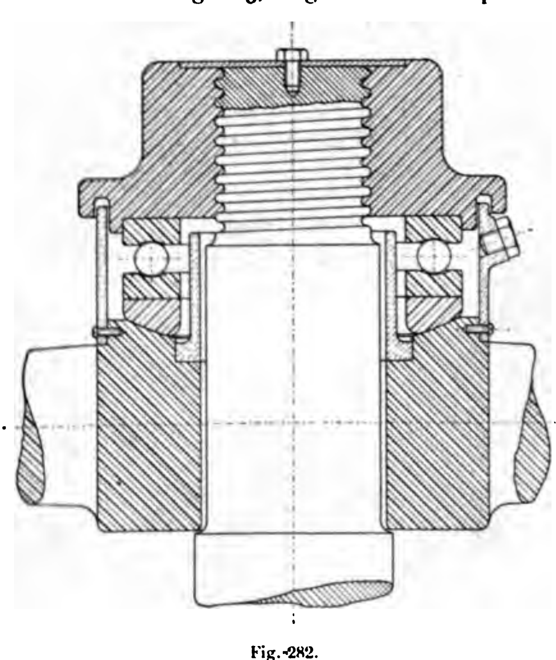
Nach Festlegung der genauen Hakenform und der Details der Unterflasche erfolgt Durchrechnung der ganzen Konstruktion auf Festigkeit, wobei schiefem Zug der Anschlagseile oder -ketten Rechnung zu tragen ist (Fig. 281).

Kugellager für Hakentraversen nach Ausführung der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken Berlin s. Fig. 282. Die Kugelbahn wird bei Montage vollständig mit konsistentem Fett gefüllt. Die Konstruktion verhindert das Auslaufen des Fettes bei Arbeiten in Gießhallen und Schmiedewerkstätten (Strahlende Wärme).

§ 91. Ketten. a) Gliederketten: Material Ia Schweißeisen. Für Krane werden ausschließlich sog. kalibrierte Ketten verwandt. Gestalt der Glieder s. Fig. 283, Angaben über Hauptabmessungen, Tragfähigkeit etc. s. Tab. Nr. 19. Die angegebene zulässige Belastung errechnet sich aus der Beziehung

$$Q = 2 \cdot \frac{\pi\, d^2}{4} \cdot k_z,$$

worin k_z aus Spalte b, Tab. Nr. 6, entnommen ist ($k_z = 600$ kg/qcm).


Fig. 282.

b) Gallsche Ketten: Material für Laschen und Bolzen Siemens-Martin-Stahl. Konstruktion und Gestalt der Glieder s. Fig. 284, 285, Tragfähigkeit etc. vgl. Tab. Nr. 20.

Die in den Tabellen Nr. 19/20 angegebenen Daten entsprechen den Ausführungen und Garantien erster Kettenfabriken und können bei Entwürfen den Berechnungen zugrunde gelegt werden. Bei Ausarbeitung der Zeichnungen für auszuführende Anlagen müssen die in Frage kommenden Zahlen von Fall zu Fall durch die Bestellung eindeutig festgelegt werden.

Die Prüfung neuer Ketten erfolgt zweckmäßig nach dem Vorgange der Prüfung von Ankerketten gemäß den Vorschriften des Germanischen Lloyd auf besonderen Kettenprüfmaschinen.[1]) Auf je 25 m der Kette ist ein Stück von drei zusammenhängenden Kettengliedern herauszulösen und der dem Durchmesser der Kette entsprechenden **Bruchprobebelastung** (Tab. Nr. 19) zu unterwerfen. Bricht das Kettenstück vor Erreichung oder während Angriffs der Probelast, so ist ein zweites Stück auszulösen und die Probe zu wiederholen. Tritt wieder Bruch ein, so ist die Kette zu verwerfen. Falls im ersten oder zweiten Falle ein Bruch nicht eintritt, so wird die Kette wieder zusammengeschweißt und im Ganzen der **Reckprobebelastung** (Tab. 19) unterworfen, welche sie aushalten muß, ohne zu brechen und ohne Risse, schlechte Schweißungen und andere Fehler zu zeigen. Bricht die Kette vor Erreichung oder während Angriffs der Probelast, so ist sie zu verwerfen.

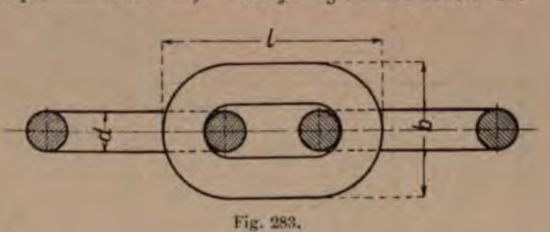


Fig. 283.

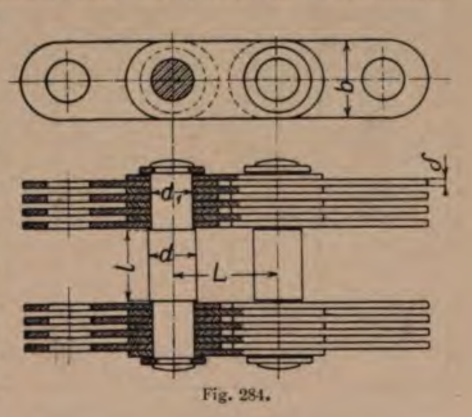


Fig. 284.

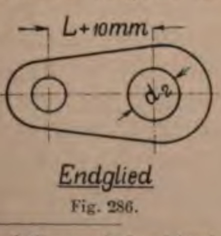


Fig. 286.

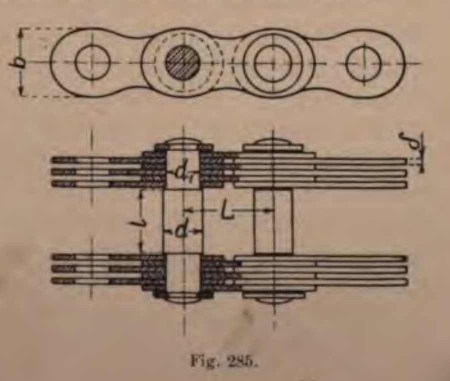


Fig. 285.

Fig. 287.

[1]) Germanischer Lloyd: Vorschriften für die Klassifikation etc. von eisernen und stählernen Schiffen. 1902, S. 229 ff.

Tabelle Nr. 19. Gliederketten.

Zulässige Belastung	Bruchprobe-	Reckprobe-	Kettenglied			Ungefähres Gewicht pro m Länge
	Belastung		Eisenstärke	Länge	Breite	
kg	kg	kg	d mm	l mm	b mm	kg
235	940	470	5	28,5	17	0,60
340	1 360	680	6	30,5	20	0,80
400	1 600	800	6,5	33	22	0,90
460	1 840	920	7	36,5	24	1,10
600	2 400	1 200	8	38,5	27	1,50
765	3 060	1 530	9	43	30	1,80
950	3 800	1 900	10	51	33	2,30
1 140	4 560	2 280	11	53	37	2,80
1 360	5 440	2 720	12	60	41	3,20
1 600	6 400	3 200	13	62	44	3,80
1 850	7 400	3 700	14	70,5	48	4,40
2 100	8 400	4 200	15	72,5	51	5,10
2 400	9 600	4 800	16	80	54	5,80
3 050	12 200	6 100	18	90	61	7,30
3 850	15 400	7 700	20	102,5	68	9,20
4 550	18 200	9 100	22	106,5	74	11,00
5 400	21 600	10 800	24	110,5	82	13,00
6 350	25 400	12 700	26	124	88	15,00
7 400	29 600	14 800	28	128	95	18,00
8 500	34 000	17 000	30	140	102	20,00
10 250	41 000	20 500	33	151	112	25,00
12 250	49 000	24 500	36	167	122	29,50
15 000	60 000	30 000	40	185	136	36,00

Die Ketten dürfen vor der Probe nicht geschwärzt oder mit Anstrich versehen sein. Die Länge der eingespannten Kette ist bei Beginn der Probe und bei Erreichung der Reckprobelast genau zu messen; dasselbe gilt für die Kettenstücke der Bruchprobebelastung.

Bei Prüfung von Gallschen Ketten ist in ähnlicher Weise zu verfahren; außerdem ist noch zu prüfen, ob die Gelenke genügende Beweglichkeit ohne Spiel besitzen und ob die Kette, in längeren Enden frei herunterhängend, starke seitliche Ausbiegungen oder Verdrehungen zeigt; in allen drei Fällen liegen Fehler vor, die beseitigt werden müssen. Ursprünglich gerade Ketten verziehen sich unter Umständen im späteren Betriebe (Fig. 287) durch wiederholtes schiefes Aufziehen von Lasten und infolge von Montagefehlern des Windwerkes (nichtparallele Lagerung der Kettenradachsen), entsprechende Kontrolle in dieser Richtung ist anzuempfehlen.

Ketten müssen häufiger im Betrieb geschmiert werden (Schmiermaterial: Mischung von konsistentem Fett und Graphit). Nach bestimmten



Tabelle Nr. 20. Gallsche Gelenkkette.

Zulässige Belastung	Teilung	Bolzen			Platten			Form der Platten	Art der Vernietung	Gewicht pro 1 m Kette	Endglied Zapfendurchmesser Fig. 286
		in der Mitte		Zapfen-Durchmesser	Anzahl	Dicke	Breite				
		Länge	Durchmesser								
kg	L mm	l mm	d mm	d_1 mm		δ mm	b mm			ca. kg	d_2 mm
100	15	12	5	4	2	1,5	12	geschweift	ohne Unterlegscheibe vernietet	0,7	6
250	20	15	8	6	2	2	15			1,0	9
500	25	18	10	8	2	3	18			2,0	12
750	30	20	11	9	4	2	20			2,7	13
1 000	35	22	12	10	4	2	27			3,8	15
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30			5,0	18
2 000	45	30	17	14	4	3	35		mit Unterlegscheibe vernietet	7,1	21
3 000	50	35	22	19	6	3	38			11,1	26
4 000	55	40	24	21	6	4	40			16,5	32
5 000	60	45	26	23	6	4	46	gerade		19,0	34
6 000	65	45	28	25	6	4,5	52			24,0	36
7 500	70	50	32	28	8	4,5	52			32,0	40
8 500	75	55	34	30	8	4,5	56			34,0	42
10 000	80	60	36	32	8	4,5	64			38,0	45
12 500	85	65	38	34	8	5	68			45,0	47
15 000	90	70	40	36	8	5,5	72			50,0	50
17 500	95	75	42	38	10	5,5	76			64,0	54
20 000	100	80	44	40	10	5,5	80			82,0	56
25 000	110	90	48	43	10	6	90			96,0	60
30 000	120	110	52	47	10	6,5	100			112,0	65

Betriebsperioden, die je nach Anstrengung des Kranes $^1/_2$—2 Jahre betragen, hat eine eingehende Revision der Ketten, bzw. Probebelastung stattzufinden. Die Untersuchung erstreckt sich auf mechanische Verletzungen und Abnutzung, namentlich auch der Endglieder; derselben hat eine gründliche Reinigung vorauszugehen. Gallsche Ketten sind an den stark abgelaufenen Stellen, welche stets durch toten Gang in den Gelenken erkenntlich sind, auseinander zu nehmen, ersatzbedürftige Teile auszuwechseln. Gliederketten werden gelegentlich der Revisionen ausgeglüht, stark abgenützte Partien werden herausgeschnitten, falls es nicht vorteilhaft erscheint, die Kette einfach umzudrehen (z. B. bei mehrfachen Rollenzügen), um die Abnützung für die verschlissenen Teile zu verringern. Inwieweit Kettenersatz vorzunehmen ist, muß dem Ermessen des überwachenden Beamten anheimgestellt bleiben, da hierbei die besonderen Arbeitsverhältnisse des Kranes und persönliche Ansicht eine wesentliche Rolle spielen.

§ 92. Drahtseile. Für Krane sollen, mit Rücksicht auf kleine Trommel- und Rollendurchmesser, nur möglichst biegsame Seile verwandt werden. Dieselben bestehen aus verhältnismäßig dünnen Drähten, welche gruppen-

Diese Vorsicht genügt bei dünnen Seilen und Rollenzügen mit großer Hubhöhe bis zu vier Seilen nicht, dieselben führen häufig im Betrieb zu bedenklichen Schwierigkeiten, indem sich die aufgehenden Seile mit den abgehenden in einen Strang zusammendrehen. Bei derartigen Rollenzügen müssen die Seile nach oben möglichst weit auseinandergelegt werden, soweit die Anordnung der Katze und die höchste Stellung des Lasthakens dies gestatten (s. § 19). Zur Verhütung des Zusammendrehens der Seile durch Herumleiern der Last genügen fast immer richtig angeordnete und sauber in Stand gehaltene, leichtlaufende Kugellager in der Hakentraverse.

Wie Ketten, so sind auch Seile zu schmieren und öfters zu reinigen; sie sollen ständig vom Kranführer aufmerksam beobachtet werden. Es kommt bei unvorsichtiger Bedienung sehr leicht vor, daß der Haken bei zu tiefer Stellung sich umlegt und das Seil durch Klemmungen an der Unterflasche verletzt wird, oder daß infolge unzweckmäßiger Anordnung elektrischer Schleifleitungen bei schrägem Lastzug das Seil durch Kurzschluß ausbrennt (vgl. § 24); scharfe Revision ist daher unerläßlich. Dieselbe ist auch auf die Seilbefestigungen, Spleißungen sowie Seilführungen etc. auszudehnen.

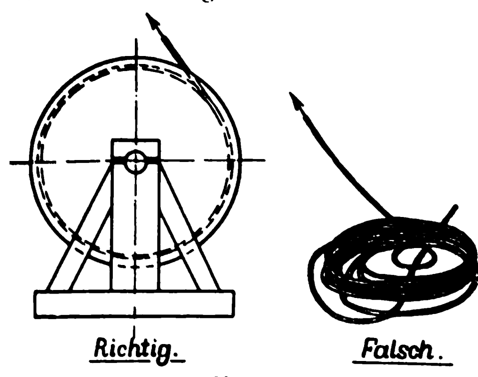


Fig. 288.

§ 93. Bei der Entscheidung darüber, ob der gewöhnlichen Gliederkette, der Gallschen Kette oder dem Drahtseil als Huborgan der Vorzug zu geben ist, sind folgende Gesichtspunkte maßgebend:

1. Gewicht und Beschaffungspreis,
2. Anforderung an Behandlung und Überwachung im späteren Betrieb, Lebensdauer,
3. Manövrierfähigkeit des Kranes,
4. Platzfrage bei der Konstruktion.

Bezüglich des Gewichtsvergleiches gibt Tab. Nr. 22 hinreichenden Aufschluß; dieselbe ist für Ketten und Seile mit 6facher Sicherheit gedacht. Der auffallende Gewichtsunterschied zwischen Seilen und Ketten stellt erstere hinsichtlich des geringen Beschaffungspreises in erste Linie; Gliederketten stellen sich für kleinere Lasten billiger, für größere Lasten teurer als Gallsche Ketten.

Mit Rücksicht auf Anspruchslosigkeit im Betrieb ist der Gliederkette bei weitem der Vorzug zu geben, in zweiter Linie steht die Gallsche Kette. Drahtseile erfordern ganz besondere Aufmerksamkeit.

Über die Lebensdauer sind eindeutige Angaben nicht zu machen, weil die tatsächliche Beanspruchung und Häufigkeit der Benützung auf

Tabelle Nr. 22. Erforderliches Ketten- und Seilgewicht für 1 m nutzbare Hubhöhe der Last.

Last	Kalibrierte Kette											
	ohne lose Rolle		mit 1 losen Rolle		mit 2 losen Rollen		mit 3 losen Rollen		mit 4 losen Rollen		mit 5 losen Rollen	
Q	Φ	Gew. (1 m)	Φ	Gew. (2 m)	Φ	Gew. (4 m)	Φ	Gew. (6 m)	Φ	Gew. (8 m)	Φ	Gew. (10 m)
1000	11	2,8										
1500	13	3,8										
2000	15	5,1	11	5,6								
2500	18	7,3	12	6,4								
3000	18	7,3	13	7,6								
3500	20	9,2	15	10,2	11	11,2						
4000	22	11,0	16	11,6	12	12,8						
4500	22	11,0	16	11,6	12	12,8						
5000	24	13,0	18	14,6	13	15,2	11	16,8				
6000	26	16,0	20	18,4	14	17,6	12	19,2	11	22,4		
7500	30	20,0	22	22,0	16	23,2	13	22,8	12	25,6	11	28,0
8500	30	20,0	24	26,0	18	29,2	14	26,4	13	30,4	12	32,0
10000	33	25,0	26	30,0	18	29,2	15	30,6	14	35,2	13	38,0
12500	40	36,0	28	36,0	20	36,8	18	43,8	15	40,8	14	44,0
15000	40	36,0	30	40,0	22	44,0	18	43,8	18	58,4	16	58,0
17500			33	50,0	24	52,0	20	55,2	18	58,4	18	73,0
20000			36	59,0	26	64,0	22	66,0	20	73,6	18	73,0
25000			40	72,0	28	72,0	24	78,0	22	88,0	20	92,0
30000					33	100,0	26	96,0	24	104,0	22	110,0
40000					36	118,0	30	120,0	28	144,0	26	160,0
50000					40	144,0	33	150,0	30	160,0	28	180,0
60000							36	177,0	33	200,0	30	200,0
70000							40	216,0	36	236,0	33	250,0
80000									40	288,0	36	295,0

Last	Gallsche Kette				Drahtseil									
	ohne lose Rolle		mit loser Rolle		ohne lose Rolle		mit 1 losen Rolle		mit 2 losen Rollen		mit 3 losen Rollen		mit 4 losen Rollen	
Q	Teilung	Gew. (1 m)	Teilung	Gew. (2 m)	Φ	Gew. (1 m)	Φ	Gew. (2 m)	Φ	Gew. (4 m)	Φ	Gew. (6 m)	Φ	Gew. (8 m)
1000	35	3,8			11	0,4								
1500	40	5,0			14	0,7								
2000	45	7,1	40	10,0	15	0,8	11	0,8						
2500	50	11,1	40	10,0	17	1,0	12,5	1,1						
3000	50	11,1	45	14,2	18,5	1,2	13	1,2						
3500	55	16,5	45	14,2	19,5	1,4	15	1,6	11	1,6				
4000	55	16,5	50	22,2	21,5	1,7	15	1,6	11	1,6				
4500	60	19,0	50	22,2	21,5	1,7	15,5	1,7	12,5	2,2				
5000	60	19,0	50	22,2	23	1,9	17	2,1	12,5	2,2				
6000	65	24,0	55	33,0	26	2,4	18,5	2,4	15	3,2	11	2,4		
7500	70	32,0	55	33,0	28	2,8	21,5	3,3	15	3,2	12,5	3,2	11	3,2
8500	75	34,0	60	38,0	30	3,2	21,5	3,3	17	4,3	13	3,6	12,5	4,3
10000	80	38,0	65	48,0	32	3,7	23,5	4,0	17	4,3	15	4,8	13	4,8
12500	85	45,0	70	64,0			28	5,5	19,5	5,4	17	6,2	15	6,4
15000	90	50,0	75	68,0			30	6,5	21,5	6,6	18,5	7,3	15,5	6,8
17500	95	64,0	80	76,0			32	7,3	23	7,6	19,5	8,1	17	8,2
20000	100	82,0	85	90,0			34,5	8,5	24,5	8,7	20	8,6	18,5	9,7
25000	110	96,0	90	100,0					28	11,1	23	11,5	20	11,5
30000	120	112,0	95	128,0					30	13,0	24,5	13,0	21,5	13,3
40000			100	164,0					34,5	17,0	30	19,4	26	19,2
50000			110	192,0							32	22,2	28	22,4
60000			120	224,0							34,5	25,4	30	25,9
70000													32	29,7
80000													34,5	33,9

Vorstehende Tabelle ist unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade der einfachen Faktorenflaschenzüge (vgl. Tab. Nr. 4) und der Tabellen Nr. 19—21 über zulässige Belastung von Gliederketten, Gallschen Ketten und Drahtseilen zusammengestellt.

dieselbe von wesentlichem Einfluß sind, und weil die Beurteilung, ob ein Huborgan ersetzt werden muß oder nicht, von persönlichen Ansichten abhängt. Immerhin ist wohl zu beachten, daß bei nicht sehr sorgfältiger Behandlung Drahtseile in ganz kurzer Zeit unbrauchbar werden und in dieser Beziehung weit hinter den Ketten zurückstehen.

Für die Manövrierfähigkeit eines Kranes ist unter Umständen seitliches Anziehen der Last, Kanten von größeren Gegenständen etc. von Wichtigkeit. Gallsche Ketten gestatten derartige Handhabungen nur in ihrer Bewegungsebene, sind in dieser Beziehung daher in ihrer Brauchbarkeit beschränkt. Auch für schnelle Horizontalbewegung senkrecht zu ihrer Bewegungsebene sind Gallsche Ketten nicht geeignet, weil die horizontalen Beschleunigungskräfte beim Anfahren und Abbremsen beträchtliche Momente auf die Zapfen der Glieder erzeugen, welche, besonders bei neuen Ketten, zu Deformationen führen müssen. Der Nachteil ist beseitigt bei der Laufkatze mit pendelnder Aufhängung der Benrather Maschinenfabrik (Fig. 119).

Für die Konstrunktion erfordern Gallsche Ketten und Gliederketten, welche über Kettennüsse laufen, am wenigsten Raum. Bei Verwendung von Kettennüssen für Gliederketten ist jedoch Vorsicht geboten wegen Veränderlichkeit der Kettenteilung durch Verschleiß im Dauerbetriebe, mit welcher stets zu rechnen ist. Gewöhnliche Trommeln für Gliederketten erfordern im allgemeinen mehr Raum als Trommeln für Drahtseile; Aufwickeln der Kette in mehreren Lagen ist durchaus zu verwerfen.

§ 94. Ketten- und Seiltrommeln und -rollen. a) Für Gliederketten wähle man den Trommeldurchmesser

$$D = 20 \text{ bis } 25\, d$$

im Teilkreis der Kette gemessen. Zur sicheren Lagerung der Kette muß die Trommel eine entsprechende Profilierung erhalten; die schraubenförmig verlaufenden Rillen werden sauber geformt, brauchen aber nicht bearbeitet zu sein. Die Mantelstärke der Trommel kann an der schwächsten Stelle zu ca. d = Ketteneisenstärke angenommen werden. Der Kern der Trommel wird meist zylindrisch ausgeführt, Profilierung nach Fig. 291 wird verhältnismäßig teuer. Für schwere Trommeln empfiehlt sich das Profil Fig. 292.

Die Verbindung der Trommel mit dem Antriebsrad geschieht meistens so, daß das Moment direkt ohne Vermittlung der Welle von dem Rad auf die Trommel übertragen wird. Hierbei kann die Trommel sich lose auf der Achse drehen, oder fest auf die mit umlaufende Trommelachse aufgesetzt sein (vgl. Beispiele Abschn. VI).

Die Stirnwände zur Verbindung des Mantels mit der Nabe müssen sehr kräftig ausgeführt werden, weil dieselben stark belastet sind.

Bei Bestimmung der Trommellänge sind zur theoretischen Aufwickellänge mindestens zwei volle Windungen hinzuzufügen; die Kette darf nur

in einer Lage auflaufen. Gebräuchlichste Endbefestigung s. Fig. 293; dieselbe erfordert sorgfältige Ausführung und Überwachung im Betriebe.

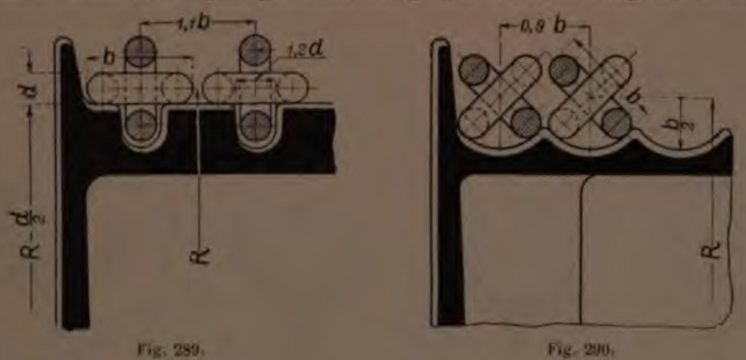


Fig. 289. Fig. 290.

Kettenrollen erhalten ein Kranzprofil nach Fig. 294—297; wie bei den Stirnscheiben der Trommeln, so ist auch hier auf die Beanspruchung

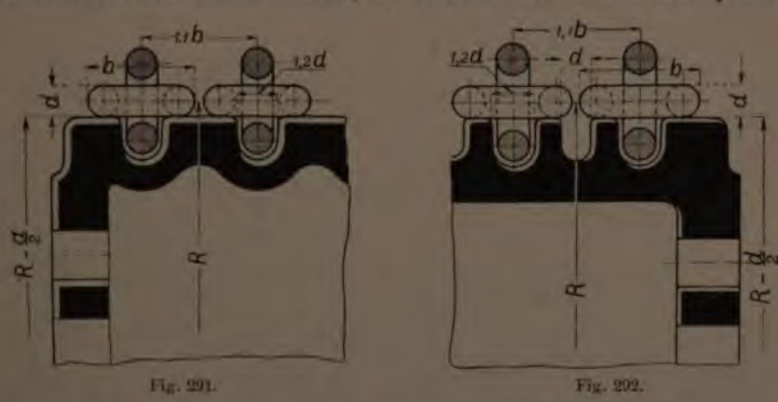


Fig. 291. Fig. 292.

durch die Last Rücksicht zu nehmen; deshalb sind selbst Vollscheiben mit Verstärkungsrippen zu versehen.

Werden Kettenrollen als Treibrollen ausgeführt, so müssen die Glieder genau in die Profilierung des Kranzes passen. Ist n die Anzahl der Daumen (also $n = 1$ für zwei Kettenglieder), so bestimmt sich der Zentriwinkel α für zwei benachbarte Daumen zu (Fig. 298)

$$\alpha = \frac{360^\circ}{n}.$$

Hieraus ergibt sich für die Konstruktion

$$\sphericalangle AOC = COB = \frac{\alpha}{2}.$$

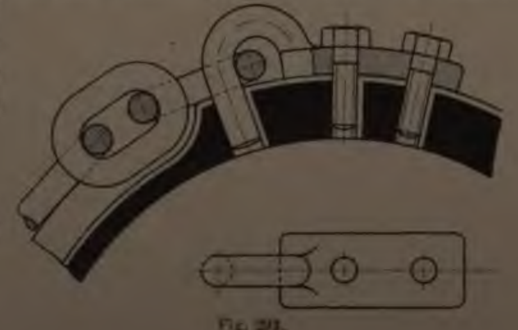


Fig. 293.

Man ziehe zu AO und BO Parallelen im Abstand $\frac{1}{2}(l - d)$ und beiderseits zu OC Parallelen im Abstand $\frac{1}{2}(l - 3\,d)$; die Schnittpunkte D und E ergeben durch die Senkrechten zu den Strahlen OA, OB und OC die Lage der benachbarten Kettenglieder und die Radien R und R', welche von einander ver-

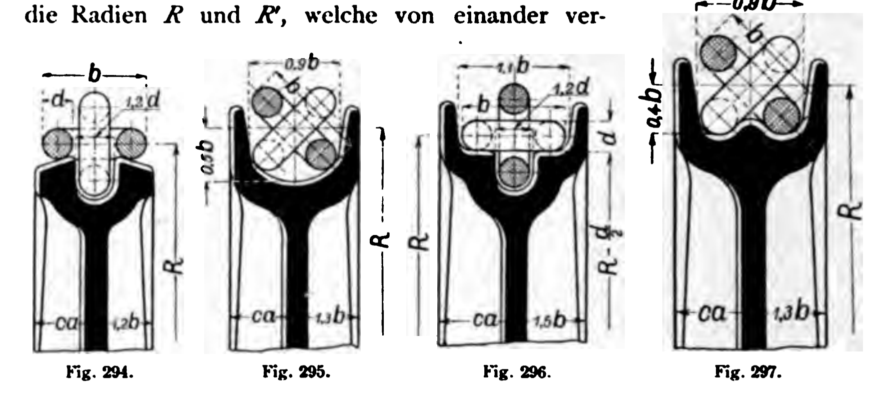


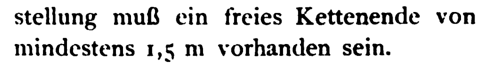
Fig. 294. Fig. 295. Fig. 296. Fig. 297.

schieden sind. Für die Berechnung des Momentes kann man statt R oder R'

$$R_0 = \frac{\frac{1}{2}(l - 2\,d)}{\sin\left(\frac{360^\circ}{4\,n}\right)}$$

rechnen, da die Abweichung von R und R' nur gering ist. Ausführung der Räder nach Fig. 299 oder 300.

Die Verwendung von Kettennüssen bedingt die Anordnung von Führungsrollen oder Führungsgehäusen, welche den Eingriff der Kette sichern (Fig. 301/302). Zur Sicherung des Ablaufes des losen Kettenendes ist ein Abstreifdaumen anzuordnen. Das ablaufende Kettenende wird in einem entsprechend gestalteten Kasten aufgefangen. Für tiefste Laststellung muß ein freies Kettenende von mindestens 1,5 m vorhanden sein.



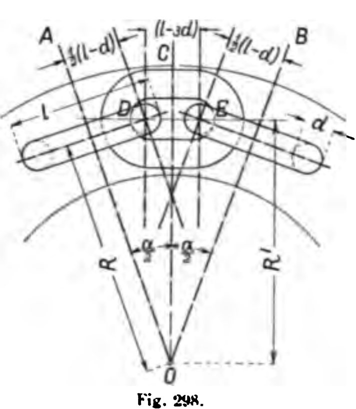
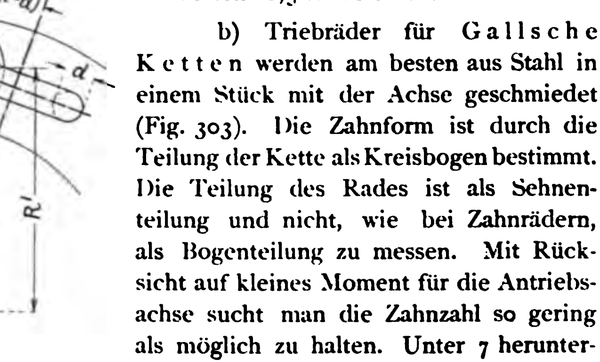


Fig. 298.



b) Triebräder für **Gallsche Ketten** werden am besten aus Stahl in einem Stück mit der Achse geschmiedet (Fig. 303). Die Zahnform ist durch die Teilung der Kette als Kreisbogen bestimmt. Die Teilung des Rades ist als Sehnenteilung und nicht, wie bei Zahnrädern, als Bogenteilung zu messen. Mit Rücksicht auf kleines Moment für die Antriebsachse sucht man die Zahnzahl so gering als möglich zu halten. Unter 7 herunter-

zugehen empfiehlt sich nicht, weil sonst die Ketten, besonders bei höheren Geschwindigkeiten, während des Ganges stark peitschen und dadurch unter Umständen unkontrollierbaren Beanspruchungen ausgesetzt sind. Bei 7 Zähnen ergibt sich der Durchmesser des durch die Bolzenmittel gezogenen Kreises (Teilkreis) zu

$$D \doteq 2{,}3\ t$$

(t = Kettenteilung). Das Kettenrad muß mit einem kräftigen Gehäuse umgeben sein, welches das durch schweren Gang der Kettengelenke ev. verursachte Ausheben der Kette verhindert (Fig. 304). Das ablaufende Kettenende wird in einem Kasten aufgefangen oder in einzelnen Gliedergruppen mit ein paar Flacheisenschienen aufgehängt (Fig. 305). Die Hängeschleifen werden durch verlängerte Kettenzapfen gebildet, welche sich auf die, in geneigter Lage am Windengestell befestigten Schienen auflegen.

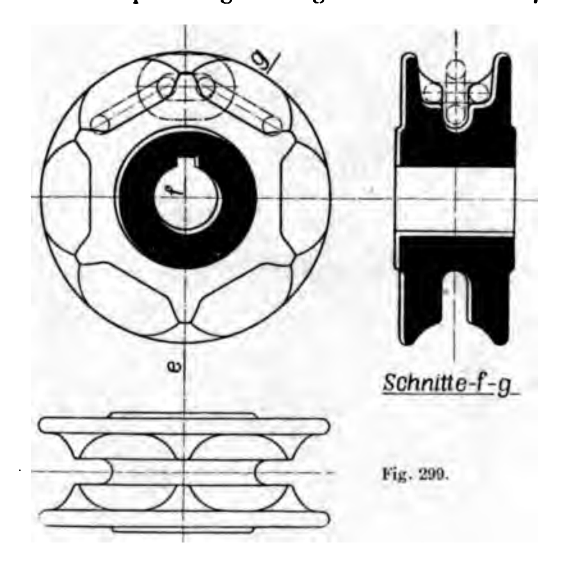


Fig. 299.

Bei alten Laufkranen findet man häufig die Anordnung eines über den ganzen Rücken des Kranträgers sich erstreckenden gußeisernen Kanales, in welchen das freie Kettenende bei dem Aufziehen der Last sich hineinschiebt (vgl. Fig. 110). Diese Anordnung führt bei ausgelaufenen Ketten häufig zu Störungen, indem sich die Kette im Kanale sperrt und die Wandung desselben sprengt.

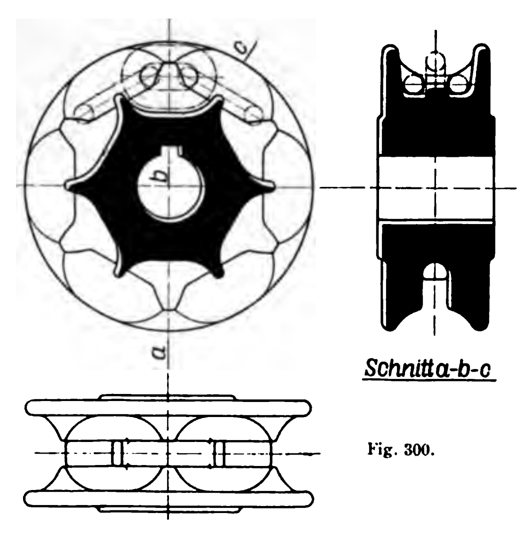


Fig. 300.

Führungsrollen für Gallsche Ketten erhalten ein Kranzprofil nach **Fig. 306**; der Teilkreisdurchmesser ist mindestens 2,3 mal der Kettenteilung (entsprechend 7 Zähnen) anzunehmen, meistens wird z höher an-

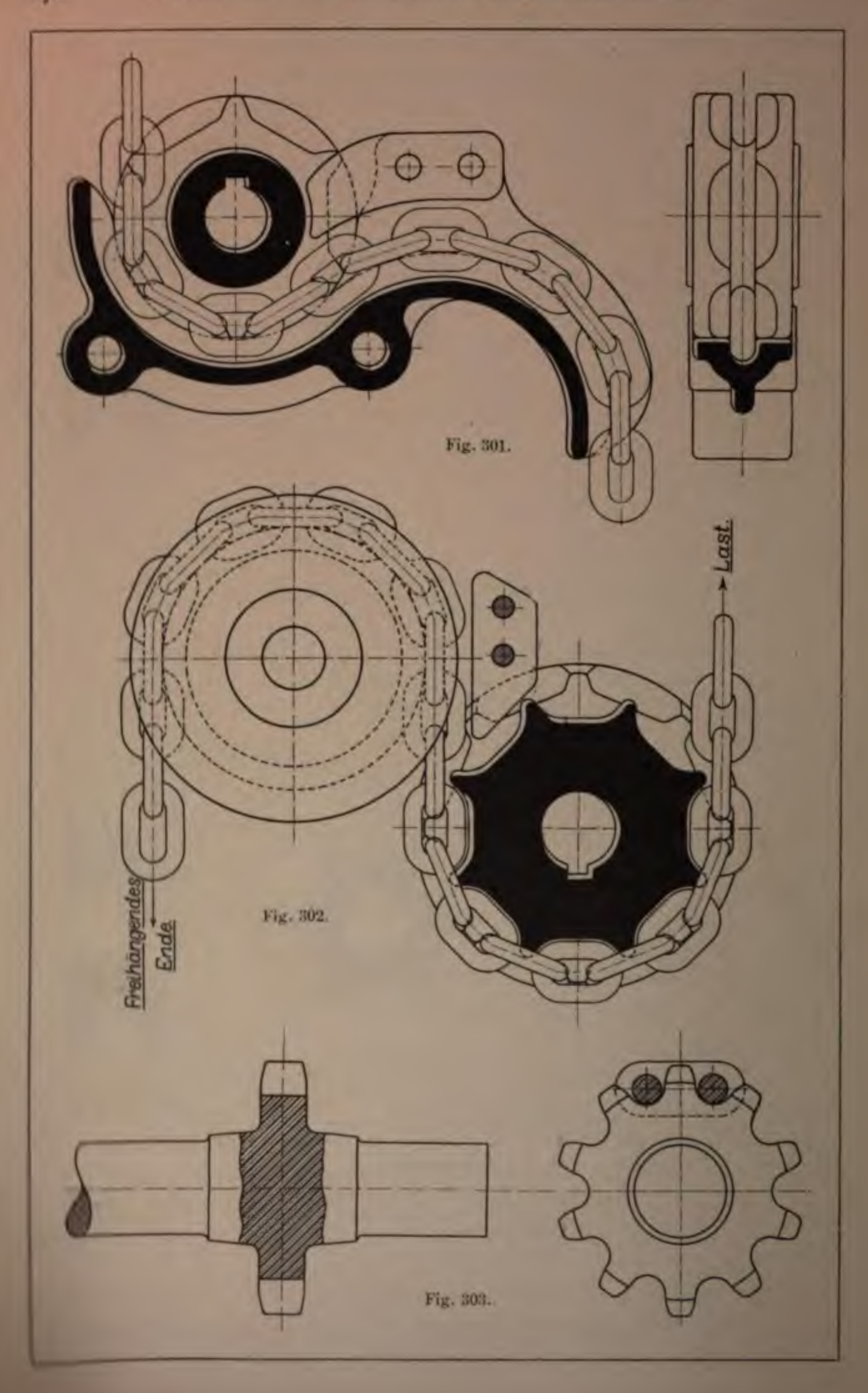


Fig. 301.

Fig. 302.

Fig. 303.

genommen. Tab. Nr. 23 enthält eine Zusammenstellung gebräuchlicher Werte des Verhältnisses $m = \frac{\text{Teilkreisdurchmesser}}{\text{Kettenteilung}}$.

Tabelle Nr. 23. Kettenscheiben für Gallsche Ketten.

Werte des Verhältnisses $m = \frac{\text{Teilkreisdurchmesser}}{\text{Kettenteilung}}$.

Zahnzahl i	m	Zahnzahl i	m
6	2,0	19	6,08
7	2,305	20	6,39
8	2,613	21	6,71
9	2,924	22	7,03
10	3,242	23	7,34
11	3,55	24	7,66
12	3,86	25	7,98
13	4,18	26	8,30
14	4,49	27	8,61
15	4,81	28	8,93
16	5,13	29	9,25
17	5,44	30	9,57
18	5,76		

Führungsrollen ohne Daumen sind einfach in der Herstellung und bezüglich des Durchmessers nicht an die Kettenteilung gebunden. Die Ausführung sollte nur so getroffen werden, daß die Bolzen aufliegen (Fig. 307); bringt man die Laschen zur Auflage, so kann sich infolge der großen spezifischen Auflagedrücke (besonders bei geraden Säumen der Laschen Fig. 284)

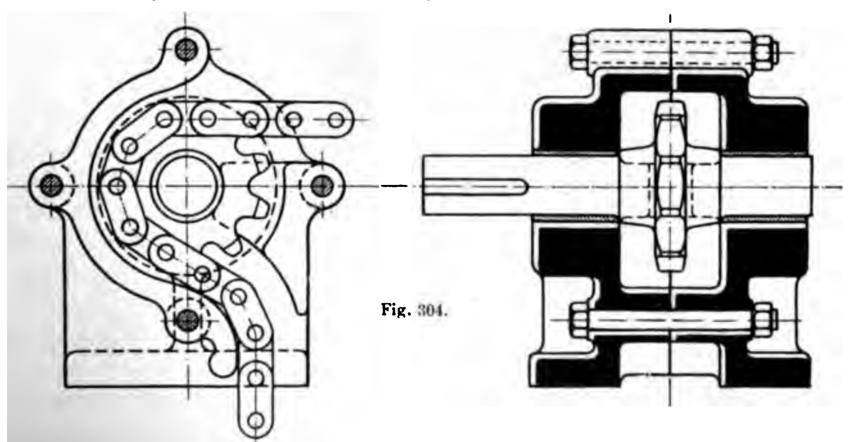


Fig. 304.

an den Rändern der Laschen Grat bilden, welcher die Ketten ungelenkig macht und unter Umständen Sprengung des Führungsgehäuses (Fig. 304) verursacht. Der Teilkreisdurchmesser von zahnlosen Führungsrollen muß

mindestens 5 mal der Kettenteilung genommen werden, um den Auflagedruck der Bolzen möglichst zu reduzieren. Der Umfang, auf welchen sich die Bolzen auflegen, muß exakt gearbeitet sein. Zur Sicherung der Kettenführung bei Aufstoßen des Hakens erhält die Rolle seitliche Verbreiterungen; bei deren Entwurf ist darauf zu sehen, daß die Laschen der Kette nicht zur Anlage kommen (Fig. 307).

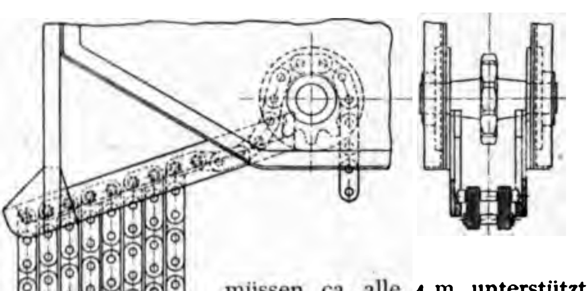


Fig. 305.

Ketten, welche auf längere Strecken horizontal verlaufen, müssen ca. alle 4 m unterstützt werden. Die Unterstützungen dürfen der Katze nicht im Wege sein und müssen seitlich ausweichen können (Fig. 112) (vgl. § 16, 17). Endbefestigung Gallscher Ketten s. Tab. Nr. 20 (Fig. 286).

c) Trommeln für Drahtseile erhalten einen Durchmesser nach Tab. Nr. 21; die Tabelle gibt Mindestwerte an, welche nach Möglichkeit überschritten werden sollten. Die Profilierung des Kranzes hat genau nach dem zu verwendenden Seil zu erfolgen (vgl. § 92), die Rillen müssen sauber ausgedreht sein, das Seil darf sich weder in den Rillen, noch in den benachbarten Windungen klemmen. Seilbefestigung s. Fig. 309 bis 311. Die Länge der Trommel ist um vier volle Gänge größer auszuführen, als der maximalen theoretischen Aufwickellänge des Seiles entspricht. Ausführung der Trommel im übrigen wie die der Kettentrommeln. Die Wandstärke des Mantels kann gleich dem Seildurchmesser angenommen werden.

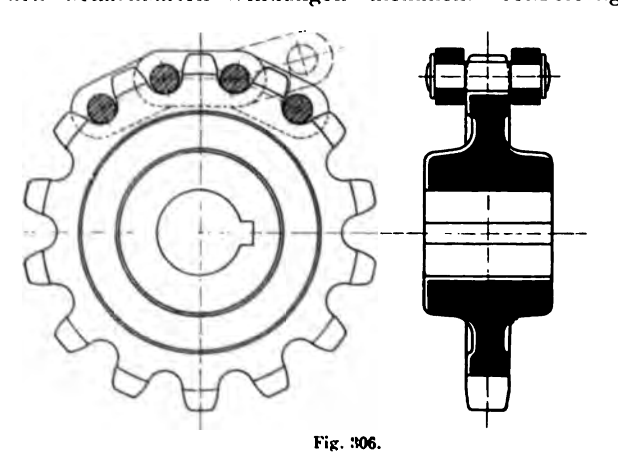


Fig. 306.

Der Durchmesser von Seilrollen ist gleichfalls nach Tab. Nr. 21 zu wählen, wobei wie für Trommeln die Tabellenwerte als Mindestwerte aufzufassen sind, welche nach Möglichkeit zu überschreiten sind. Kranzprofile

für Seilrollen s. Fig. 312; das Seil darf sich in keiner Weise klemmen. Ausführung im übrigen s. unter Kettenrollen.

d) Spilltrommeln werden zum Einholen langer Seile verwendet. Die Umfangskraft der Trommel wird durch Reibung auf das Seil über-

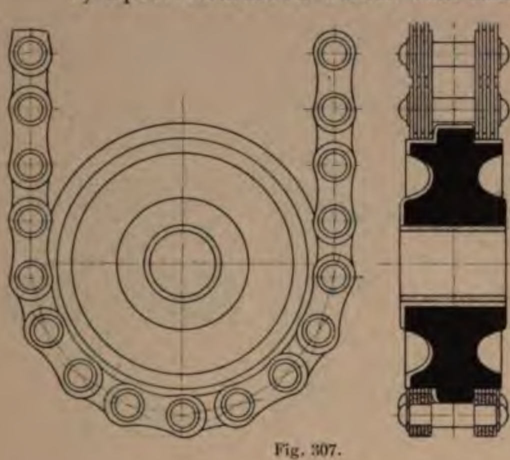


Fig. 307.

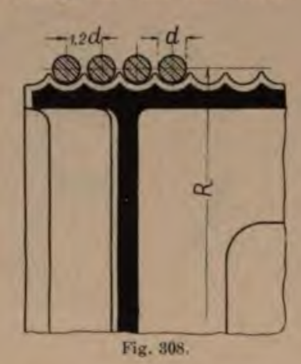


Fig. 308.

tragen. Zwischen der Zugkraft P im losen Seiltrum und der Last Q besteht die Beziehung

$$P = \frac{Q}{e^{\mu \alpha}}$$

(Werte von $e^{\mu \alpha}$ s. Tab. Nr. 5). Der Wert von μ ist zu ca. 0,1 anzunehmen, selbst für unbearbeitete Flächen, welche in der Benützung vollständig glatt werden. Der Anhub der Last wird, bei einfachen Spilltrommeln (Fig. 213), durch Anziehen des ablaufenden Seiles (ev. durch das Eigengewicht desselben) bewirkt; das Senken geschieht durch Nachlassen des losen Seiltrums (falls dies nicht genügt, durch Abwerfen einer Windung) bei unveränderter Trommelbewegung.

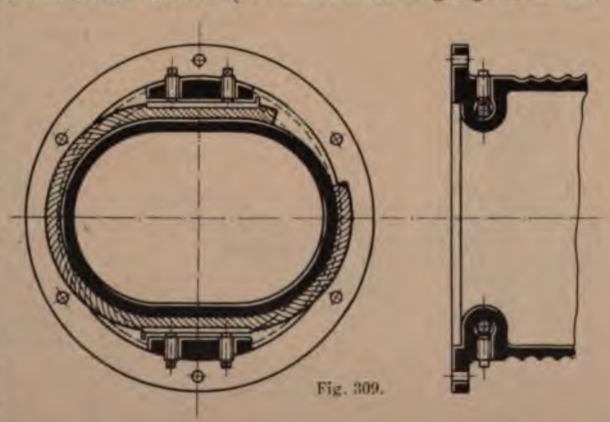


Fig. 309.

Die Trommel erhält mit Rücksicht auf die Neigung des Seiles, beim Auf- und Abwickeln zu wandern, geschweiftes Profil (Fig. 313); wegen der Bedingung, beim Arbeiten im Bedarfsfall schnell eine Windung ab- oder aufwerfen zu können, sind die einfachen Spilltrommeln meistens freitragend anzuordnen (Spillkopf). Zur Vergrößerung der Zugkraft

werden die Trommeln bisweilen mit 6 bis 8 Längsrippen versehen (Fig. 315). Das Wellenende freitragender Trommeln darf nicht vorstehen (Fig. 313). Wenn mit Bewegungsumkehr der Trommeln für das Lastsenken gearbeitet wird, werden zwei zylindrische Trommeln zu einer Winde vereinigt;

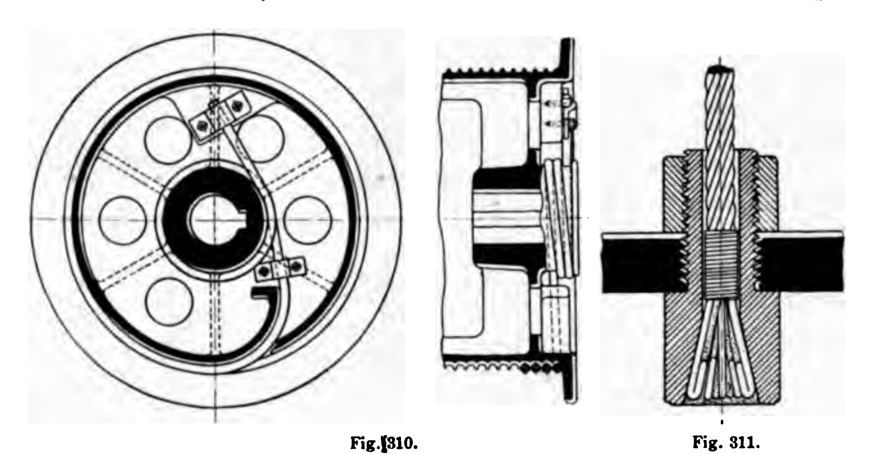


Fig. 310. Fig. 311.

dieselben erhalten zur sicheren Seil- bzw. Kettenführung (hier sind auch Ketten verwendbar) eine der Windungszahl entsprechende Anzahl in sich geschlossener Nuten (Fig. 314). Die Arbeitsweise der Zwillingstrommeln ist die gleiche, wie die einer einfachen Windentrommel mit gleich großem

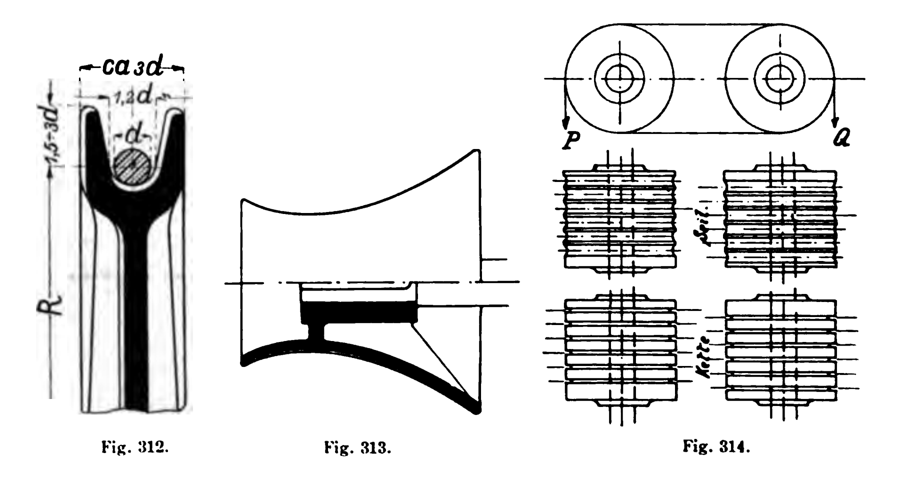


Fig. 312. Fig. 313. Fig. 314.

wirksamen umspannten Bogen. Die Achsen dieser Trommeln werden im Verhältnis zu einfachen Spilltrommeln und gewöhnlichen Windentrommeln sehr hoch beansprucht und sind mit ihren Lagerstellen entsprechend zu dimensionieren.

§ 95. Verbindung des Hakens mit dem Huborgan, Flaschen. Die direkte Befestigung des Hakens an Seil oder Kette erfolgt unter Einschaltung eines Gewichtes zum Straffhalten des Huborgans bei leer ablaufendem Haken. Ist der Haken nicht direkt mit dem Seil oder der Kette verbunden, so wird er mit einer Traverse versehen (Fig. 278), welche mittels zweier Hängeschienen an den Zapfen des unteren Rollensystems angehängt wird (Flasche).

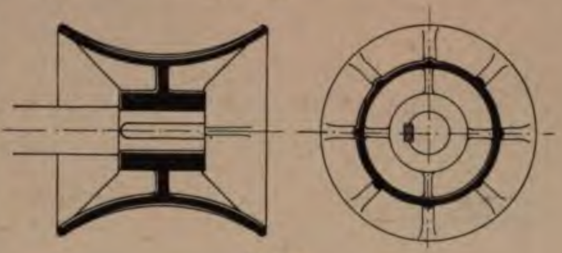


Fig. 315.

Flaschen mit weniger als zwei Rollen fallen meistens so leicht aus, daß besondere Belastungsgewichte erforderlich werden. In diesem Fall wird der Körper der Flasche selbst aus Gußeisen mit dem erforderlichen Gewicht hergestellt (Fig. 287).

Sämtliche Teile der Hakenverbindung sind nach endgültiger Festlegung einer Konstruktion hinsichtlich ihrer Beanspruchung rechnerisch zu untersuchen. Bezüglich der spezifischen Pressung in den Laufflächen der Rollen etc. vgl. § 96.

Die Rollen müssen mit einem Schutzgehäuse umgeben sein, welches die Bedienungsmannschaft vor den auflaufenden Ketten und Seilen schützt und das Huborgan selbst vor Verletzungen bewahrt. In Gießhallen, Schmieden etc. ist das Seil vor Wärmestrahlung zu schützen.

Die Schmierung der Rollen erfolgt am besten durch den hohlen Zapfen mittels eines eingeschraubten Stöpsels nach dem Prinzip der Staufferschmierung, aufgeschraubte Schmiergefäße werden leicht abgestoßen. Jede Rolle erhält zweckmäßig ihre eigene Schmierung. (Vgl. § 98.)

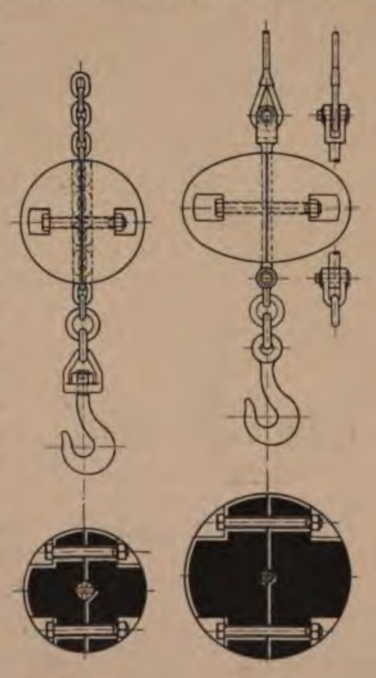


Fig. 316. Fig. 317.

§ 96. Tragzapfen und Traglager. Zapfen sind auf Biegung bzw. Abscherung und spezifische Pressung in der Lagerstelle zu berechnen. Der Festigkeitsrechnung auf Biegung sind die Belastungsfälle Fig. 64, 65 zugrunde zu legen, die Hebelarme sind jeweils bis zur Mitte der Auflagefläche zu rechnen.

Dadurch wird für freitragende Stirnzapfen Fig. 318 (als eingespannter Freiträger)

$$P \cdot l = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot k_b$$

und für Gabelzapfen Fig. 319 (auf 2 Stützen frei aufliegender Träger)

$$P \cdot \frac{l}{4} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot k_b.$$

Zur Vereinfachung der Rechnung wähle man das Verhältnis

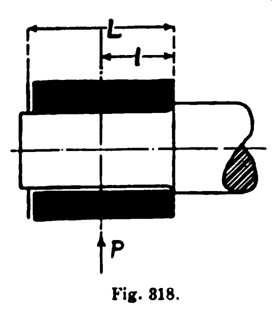


Fig. 318.

$\frac{l}{d}$ für Zapfen ohne Bewegung . . zu 0,25 bis 1

» » mit geringer Bewegung zu ca. 1,5

» » » mäßiger » zu ca. 2 bis 3

» schnellaufende Zapfen . . . bis zu 5

Werte für k_b entnehme man Tab. Nr. 6, Fall b und c.

Für Untersuchung auf Abscherung ist zu setzen

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_s = P.$$

Der spezifische Flächendruck in der Lauffläche ergibt sich zu

$$p = \frac{P}{l \cdot d}.$$

Für p können als obere Grenze die in Tab. Nr. 24 zusammengestellten Werte zugelassen werden.

Ungeteilte Lager sollen wie Seil- und Kettenscheiben, welche sich auf feststehenden Zapfen drehen, ausgebüchst werden; als Material für die Büchsen empfiehlt sich dichtes Gußeisen und Bronze; die Büchsen sind zu verbohren. Geteilte Lager erhalten zweckmäßig auswechselbare Lagerschalen. Ob ein Lager geteilt sein soll oder nicht, hängt von Montagerücksichten ab und von der Entscheidung, wie im späteren Betrieb ausgelaufene Lager instand gesetzt werden sollen. Bei Dimensionierung der Deckelschrauben und Befestigungsschrauben von Lagern sind an Hand der gegebenen Anordnung Untersuchungen über die Kräfte anzustellen, welche für die Berechnung der Schrauben ev. in Frage kommen.

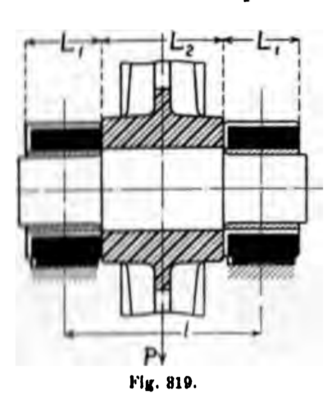


Fig. 319.

Die Lagerung feststehender Zapfen und Bolzen verlangt Sicherung gegen Drehung; dieselbe wird durch Nasen, Stifte, Sicherungsschrauben oder durch sog. Einlege- oder Vorsteckkeile (s. Fig. 320, 321) bewirkt. Bei Lagerung derartiger Zapfen in Blechwänden, welche eine spezifische Spannung in der Lochwand über 1000 kg/qcm ergeben würden, sind besondere Lageraugen vorzusehen (Fig. 322).

Tabelle Nr. 24. Zulässige spezifische Pressung in Lagerstellen von Seil- und Kettenscheiben und gewöhnlichen Traglagern.

	Stahl oder Schmiedeeisen auf Gußeisen oder Bronze
	kg/qcm
Lagerstellen von Seil- und Kettenscheiben etc. mit sparsamer Schmierung (konsist. Fett), Relativgeschwindigkeit der Lagerflächen unter 0,25 m/sek.	
Durchmesser der Lagerstelle unter 100 mm . . .	30 bis 80
» » » von 100 bis 200 mm	75 » 120
» » » über 200 » 400 »	100 » 150
Lager für Räder- etc.-Achsen; Relativgeschwindigkeit der Lagerflächen bis 1 m/sek.; Schmierung mit konsistentem Fett oder permanente Schmierung mit Docht- oder Tropfölern.	
Durchmesser unter 50 mm	30 bis 50
» von 50 bis 100 mm	40 » 60
» über 100 mm	50 » 80
Lager für schnellaufende Achsen, Relativgeschwindigkeit der Laufflächen über 1 m/sek., Schmierung reichliche Ölschmierung	25 bis 30
Zapfen, welche fest in Blechwänden gelagert und durch Einlegekeile gegen Drehung gesichert sind . . .	bis 1000

Anmerkung:

Die vorstehenden Zahlen beziehen sich auf Belastungsverhältnisse, bei denen die der Berechnung zugrunde gelegten Lagerdrücke dauernd oder doch sehr häufig auftreten. In Fällen, in denen Maximalbelastungen nur vorübergehend oder sehr selten vorkommen, können, besonders für langsam laufende Zapfen, die zulässigen Flächendrucke wesentlich erhöht werden. Das ist für den Kranbau, wo man gewöhnt ist, die Berechnungen mit der Höchstlast vorzunehmen, besonders wichtig und kann bei entsprechender Erwägung von Fall zu Fall zu praktisch sehr wertvollen Folgerungen führen.

§ 97. Spurzapfen und Spurlager. Die Beanspruchung erfolgt auf Druck und Biegung oder Druck und Drehung. Für die zulässigen spezifischen Flächendrucke sind die Werte der Tab. Nr. 24 maßgebend. Die der Abnützung unterworfenen Teile müssen nachstellbar bzw. auswechselbar sein; die Spurscheiben sind gegen unbeabsichtigte Bewegung zu sichern (Fig. 324). Die Arbeitsflächen werden, wenn nicht die Möglichkeit pendelnder Aufhängung Zweck der Konstruktion ist, am besten eben aus-

geführt. Im Zentrum wird zweckmäßig das Material durch Ausbohren entfernt (Schmierung).

Halslager und Spurlager, bei denen die einfache Stirnfläche mit Rücksicht auf spezifische Pressung nicht ausreicht, sind als Kammlager auszubilden. Die Schwierigkeit genauer Herstellung der Laufflächen bedingt erhebliche Reduktion des spezifischen Flächendrucks, und zwar sind die oberen Grenzen: für Schmiedeeisen und Stahl auf Gußeisen oder Bronze zu 10 bis 25 kg/qcm, für Schmiedeeisen und Stahl auf Weißmetall zu 5 bis 10 kg/qcm anzunehmen; der niedere Wert gilt für Umfangsgeschwindigkeiten über 1 m/sek., der höhere Wert unter 0,5 m/sek.

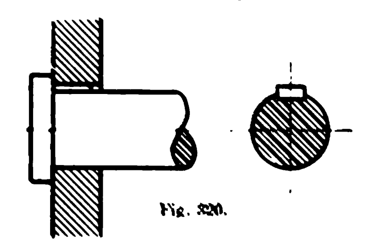


Fig. 320.

§ 98. Zapfenschmierung. Art der Schmierung vgl. Tab. Nr. 3 und Nr. 24. Für richtige Wirkungsweise sind entsprechende Verteilungskanäle anzuordnen (Schmiernuten). Bei umlaufenden Zapfen erhält die Lagerschale diese Nuten, bei feststehenden Zapfen mit zentraler Schmierung die Lauffläche des Zapfens. Schmierlöcher sind möglichst nicht kleiner als 8 mm auszuführen, längere Bohrungen sind im Durchmesser größer zu halten; Eingußöffnungen sind staubsicher abzuschließen, die Verschlußdeckel durch Scharniere oder Ketten festzuhängen. Wie die Schmieröffnungen, so sind empfindliche Lager, besonders an exponierten Stellen, vor Staub und Schmutz zu schützen; dies geschieht durch stopfbuchsartige Abschlüsse (Filzringe) oder Stirnkappen (Fig. 323). Schnellaufende Zapfen müssen mit Schleuderringen versehen sein (Fig. 324), welche das Übertreten von Öl von der Lagerschale in benachbarte Kanten etc. verhindern. Ein- weiter wird durch Ventilatorwirkung schnell umlaufender Teile das Öl

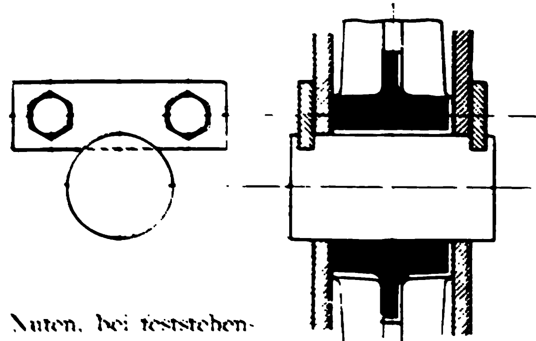


Fig. 321.

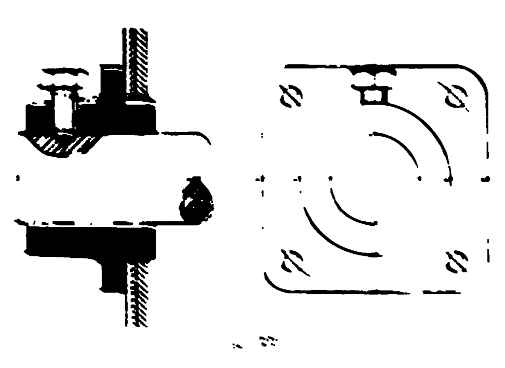


Fig. 322.

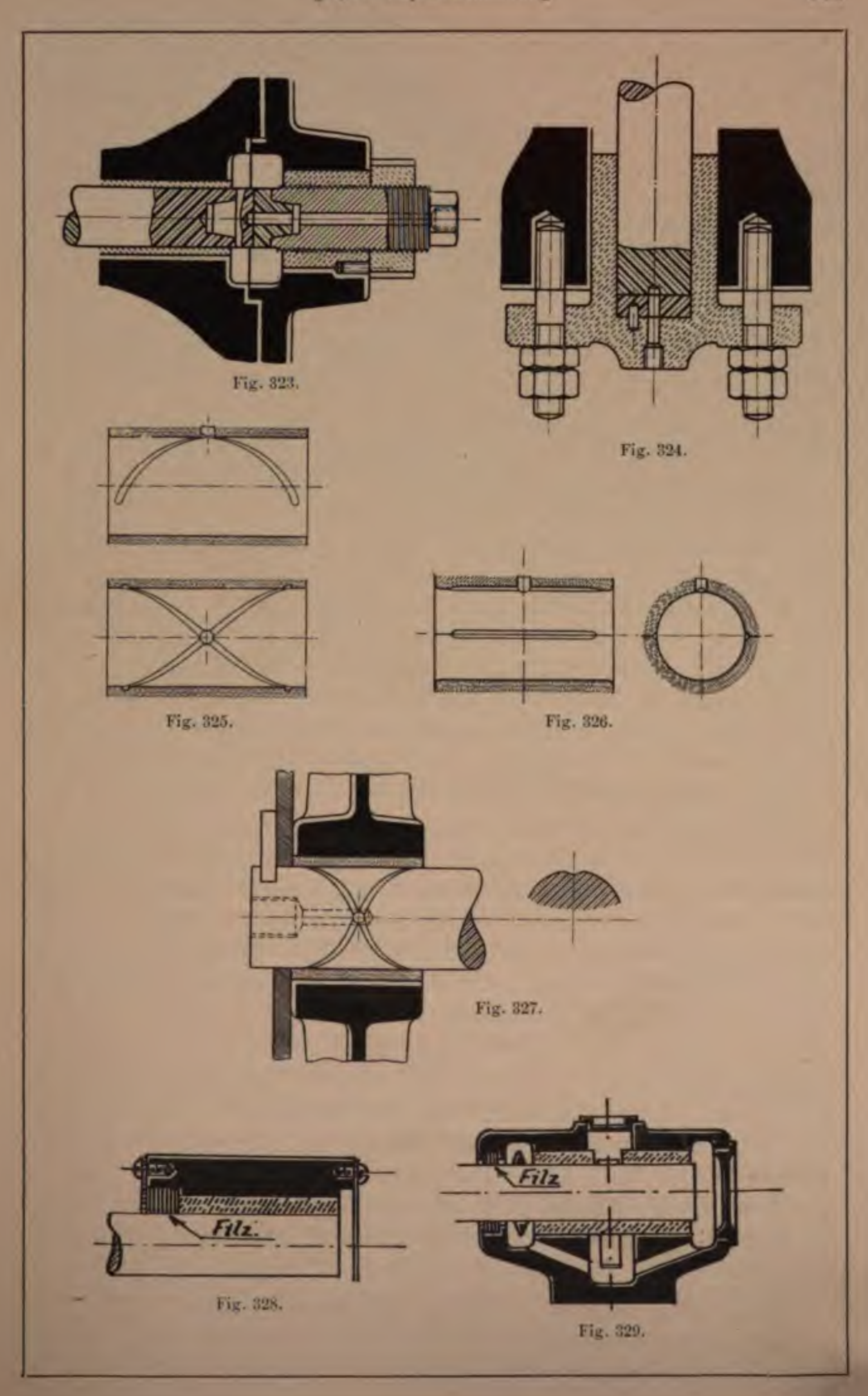


Fig. 323.

Fig. 324.

Fig. 325.

Fig. 326.

Fig. 327.

Fig. 328.

Fig. 329.

aus benachbarten Lagern angesaugt und umhergeschleudert; zur Verhütung empfiehlt sich die Anordnung von Filzringen und geeigneten Schutzblechen zur Abhaltung bzw. Ablenkung des Luftstromes.

Ringschmierlager verlangen behutsame Montage, die Lagerschalen sind meistens ungeteilt, so daß die Welle bei eingelegtem Ring von der Seite einzubringen ist. Wird der Ring verbogen oder verbeult, so läuft er nicht mehr sicher, das Lager brennt fest. Das Öl des Ringschmierlagers muß ca. alle Monate erneuert werden; bei dieser Gelegenheit wird das Lager selbst mit Petroleum ausgewaschen. Das abgezogene Öl kann, falls es nicht anderweitig im Betrieb verwandt wird, filtriert (Sägemehl oder Torfmull) und dem Schmieröl für gewöhnliche Ölschmierlager zugesetzt werden.

§ 99. Rollen- und Kugellager. Zur Erreichung großer Beweglichkeit werden neuerdings häufiger mit Vorteil Walzenlager verwandt, z. B. für Achsen von Trommeln, von denen das Huborgan ohne Arbeitsaufwand des Hubmotors leer ablaufen soll, sowie für die Laufachsen von Katzen und Laufkranen mit Handbetrieb. Solche Lager stellen hohe Anforderungen an Konstruktion und Ausführung, wenn sie dauernd zuverlässig ihren Zweck erfüllen sollen. Wellenzapfen, Lagerbohrung und Laufwalzen müssen vollkommene Kreiszylinder sein, deren Achsen genau parallel liegen. Abweichungen haben Schiefstellung der Walzen und Klemmungen bzw. Bruch derselben zur Folge. Die Laufwalzen müssen gleichen Durchmesser haben, Abweichungen bedingen ungleiche Lastverteilungen, unruhigen Lauf der Achse und durch ev. auftretende sehr hohe lokale Pressungen Zerstörung der Laufflächen, welche bald Bruch der Walzen nach sich zieht.

Im Vergleich zu gleich stark belasteten gewöhnlichen Tragzapfen fällt der Zapfen für Walzenlager erheblich größer im Durchmesser aus. Rechnet man mit dem Zapfendurchmesser (d) und der Länge der Lagerstelle (l), welche auch grundlegend für die Konstruktion eines Walzenlagers sind (Walzendurchmesser nach Ausführungen $^1/_6$—$^1/_8$ Zapfendurchmesser), so ist unter Berücksichtigung der Versuchswerte von Stribeck (Z. d. V. d. I. 1902, S. 1463) für Walzenlager zu setzen

$$d \cdot l \cdot 5 \quad = P \text{ für } l : d = 1\text{—}1{,}5$$

$$\text{und } d \cdot l \cdot 7{,}5 = P \text{ für } l : d = 2\text{—}3,$$ [1])

während für gewöhnliche Stirnzapfen (vgl. Tab. Nr. 24) die Konstante, dort spezifischer Flächendruck, zwischen 25 und 150 liegt ($P =$ Zapfenbelastung in kg).

Eine große Schwierigkeit bietet noch die Führung der Walzen: Erhaltung des gegenseitigen Abstandes und Verhinderung des Schränkens. Der Umstand, daß die Tragfähigkeit einer Walze mit dem Quadrat des

[1]) Die Werte gelten für ungehärtete Walzen und Laufflächen; das Härten ist sehr schwierig und kostspielig, es bedingt stets außergewöhnliche Nacharbeiten, die sich nur in Massenfabrikation mit Spezialeinrichtungen lohnen.

Durchmessers zunimmt (Z. 1902, S. 1470), und daß kurze Walzen leichter zu führen sind als lange Walzen, führt auf Konstruktionsgrundlagen, welche praktisch zweckmäßig verfolgt werden.

Häufiger als Walzenlager werden Kugellager verwandt (vgl. § 90). Als Kugelbahnen kommen die Profile Fig. 330—333 in Frage. Nach den Versuchen von Stribeck (vgl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 124) laufen mit aller Sorgfalt nach Spezialverfahren hergestellte Lager dauernd gut, wenn für das Rillenprofil Fig. 330—331

$$P \leqq 100\ \delta^2 \quad (\delta \text{ in cm})$$

und für das Rillenprofil Fig. 332—333

$$P \leqq 30—50\ \delta^2.$$

Fig. 330.

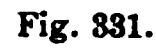
Tabelle Nr. 25. Belastungskoeffizient für gehärtete Stahlkugeln auf gehärteten Bahnen in Kugellagern.

	Koeffizient m für gehärtete Kugelbahn nach	
	Fig. 330, 331	Fig. 332, 333
Langsam laufende Spurzapfen (Hakenschäfte und Kransäulen)	300	200
Schnellaufende Spurlager von Schneckenwellen und Traglagern	100	30—50

Für Krane ist zu berücksichtigen, daß die Bewegung stets mit längeren Unterbrechungen vor sich geht, und daß die der Berechnung zugrunde zu legende Maximallast nur bei wenigen Spezialausführungen ständig auftritt. Man kann für Neukonstruktionen nach den Werten der Tab. Nr. 25 rechnen, nach welcher allgemein

$$p = m \cdot \delta^2,$$

worin p = zulässige Belastung pro Kugel,
m = Koeffizient der Tab. Nr. 25,
δ = Kugeldurchmesser in cm.


Fig. 331.

Die Werte gelten nur für gut gehärtete Laufflächen. Die vielfach ausgeführte Oberflächenhärtung (Einsetzen) der Laufringe genügt vielfach nicht, weil bei der hohen Belastung die verhältnismäßig dünne harte Haut sich in den weichen Kern eindrückt.

Wenn mehr als zwei (diametral gegenüberliegende) Punkte der Kugeln gleichzeitig an den Laufflächen anliegen (Fig. 332, 333), so müssen die Kegelflächen, welche die Berührungspunkte an der festen und an der

bewegten Laufbahn bei der Bewegung beschreiben, eine gemeinsame Spitze haben, welche in der Zapfenachse liegt, sonst können die Kugeln nicht rollen. Kugelbahnen nach Fig. 330, 331 sind denen nach Fig. 332, 333 vorzuziehen, weil letztere praktisch sehr schwer genau herzustellen sind; bei nicht hervorragend exakter Arbeit liegt einer der vier Punkte der Kugel nicht an, dann ist die beabsichtigte Bewegung der Kugel nicht gesichert.

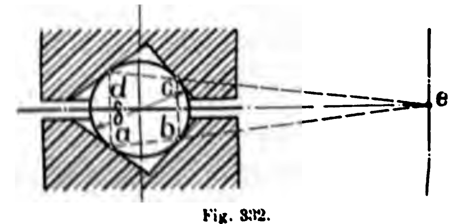


Fig. 332.

Ist d der Zapfendurchmesser, so wähle man den Kugeldurchmesser

$$\delta = \frac{1}{5} - \frac{1}{4}\,d \text{ für Lager von Schneckenwellen.}$$

$$= \frac{1}{6} - \frac{1}{10}\,d \text{ für Spurlager von Kransäulen.}$$

Kugellager für Haken s. § 90.

Kugeln unter 10 mm Durchmesser sollten nicht verwandt werden.

In Fig. 334–335 sind Ausführungen von Kugellagern der Deutschen Waffen und Munitionsfabriken Berlin für Kransäulen dargestellt. Zu denselben wird besonders bemerkt: Die inneren Laufringe sind stramm auf die Säule zu schlagen; die äußeren Laufringe müssen gut aber leicht verschiebbar in die Gehäuse passen, ihr achsiales Spiel darf nicht begrenzt werden. Die Laufringsysteme der beiden Halslager sind vor dem Einbau ca. $^1/_2$ Stunde in Zylinderöl von 40° C zu legen. Zur Schmierung sind die Gehäuse mit konsistentem Fett zu füllen, das Schmiermaterial ist ca. alle Jahr zu erneuern. Der Filzring ist vor dem Einbau mit dünnflüssigem Talg gut zu tränken.

Fig. 333.

Die gegenseitige Lage der Kugeln wird vielfach durch Distanzringe gesichert. Sehr zweckmäßig ist die Ausführung derselben in der Weise, daß das ganze Kugelsystem bei Revisionen etc. mit einem Griff aus dem Lager herausgenommen und wieder eingesetzt werden kann. Konstruktionsbeispiele s. Abschn. VI.

§ 100. Die Vereinigung mehrerer Lagerstellen zu **Lagerböcken** und ähnlichen Komplexen (Winden- und Laufkatzen-Gestellen) erfolgt konstruktiv auf zweierlei Weise:

Herstellung in einem Gußstück oder Zusammenbau mittels Blechen und Profileisen. (Fig. 336–338.)

Der Entwurf der in einem Stück zu gießenden Lagerböcke geht von durch die Gesamtanordnung festgelegten Lagerstellen (Zapfendurch-

messer, Länge der Lagerstellen, gegenseitige Lage der Wellenmittel, Arbeitsflächen für den Anbau von Motoren usw.) aus. Für Windwerke mit Handbetrieb kann die Ausführung in Gußeisen vorgenommen werden.

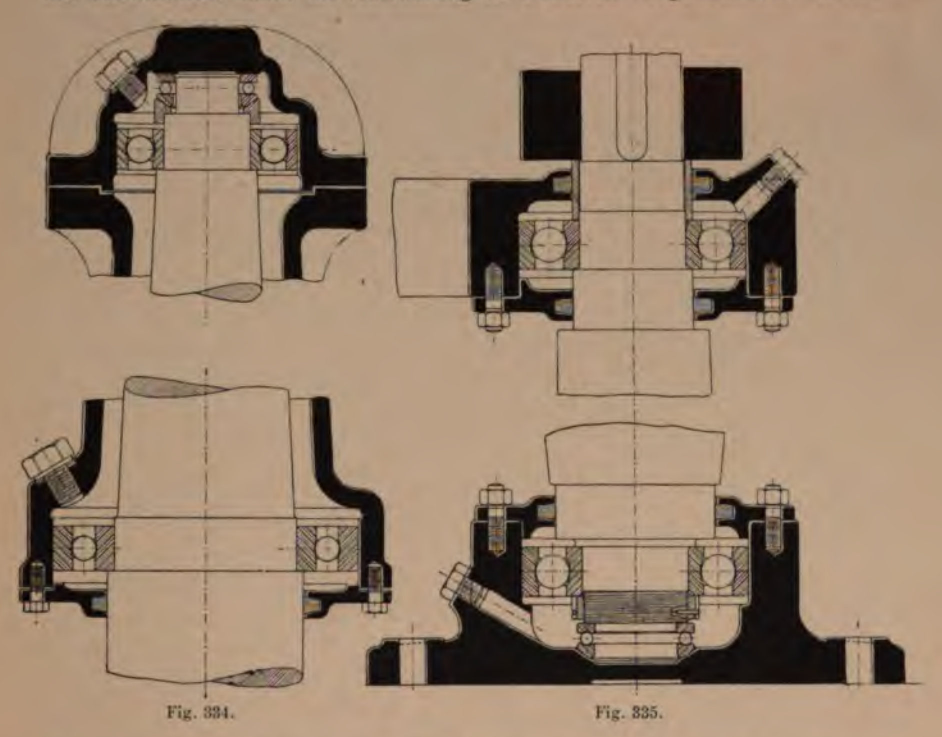


Fig. 334. Fig. 335.

Bei motorischem Antrieb nimmt man besser Stahlguß; nach Festlegung des Entwurfes, bei welchem die Bearbeitungsmethode auf den verfügbaren Werkzeugmaschinen Berücksichtigung verlangt, hat eine Untersuchung desselben bezüglich der Materialbeanspruchung in den gefährlichen Querschnitten zu erfolgen. Beispiel eines gegossenen Laufkatzengestelles s. Taf. II Fig. 1.

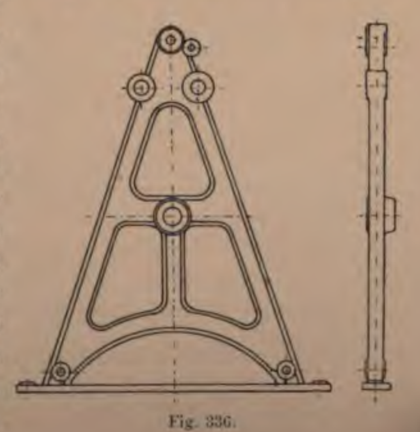


Fig. 336.

Bei der Herstellung von Winden und Katzengestellen aus Blechen und Profileisen werden die Lager entweder in die Blechwand eingelassen (Fig. 338) oder auf den Flansch der Profileisen aufgesetzt. Für den Entwurf derartiger Gestelle ist es erforderlich, auf die bei starken Belastungen unvermeidlichen Deformationen Rücksicht zu nehmen, damit Festklemmen und Ecken von

Triebwerksteilen vermieden wird. Sind in einem bestimmten Fall verhältnismäßig erhebliche Deformationen zu erwarten, so sind Wellenstücke mit mehr als zwei Lagerstellen zu vermeiden oder nachgiebige Kupplungen anzuwenden (s. § 107).

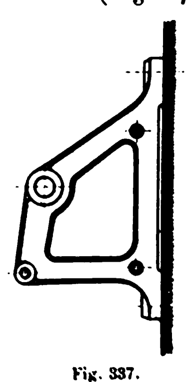


Fig. 337.

§ 101. Achsen, Wellen und Keile. Die Berechnung erfolgt auf Drehung und Biegung. Das Biegungsmoment und das Drehmoment sind für den zu untersuchenden Querschnitt festzustellen und alsdann dieser so zu bemessen, daß für runde Wellen

$$k_b \geqq \frac{32}{\pi} \cdot \frac{1}{d^3} \left(0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2}\right)$$

und für Vierkantwellen

$$k_b \geqq \frac{6}{a^3} \left(0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + 2{,}25\, M_d^2}\right)^{1)}$$

Werte von k_b sind der Tab. Nr. 6, Spalte b und c, zu entnehmen. Auf die Verbindungsstellen der einzelnen Teile von Vierkantwellen (Fig. 339) ist besonderes Augenmerk zu lenken.

Für lange Wellen ist die auftretende Verdrehung zu berechnen (§ 10). Beträgt sie mehr als $^1/_4{}^\circ$ auf ein Meter Länge, so muß die Welle verstärkt werden. Um ungünstige Folgen der Verdrehung, wie sie bei Kranfahrwerken auftreten können (ungleiches Anfahren auf beiden Seiten und Ecken des Krans) auszuschließen, legt man den Antrieb der Welle so, daß die Verdrehung nach beiden Seiten hin die gleiche ist.

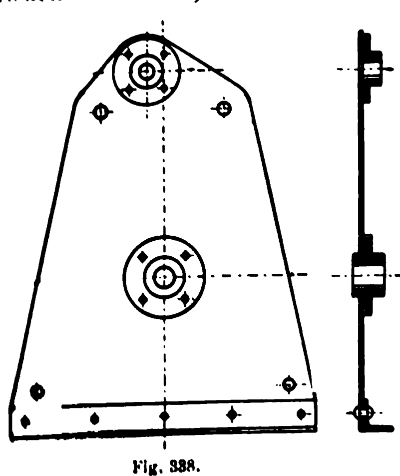


Fig. 338.

Keilmaße können nach Fig. 340 gewählt werden. Nasenkeile erfordern, wenn die aufzukeilende Nabe nicht am Ende einer Welle sitzt, viel Platz, man verwendet deshalb vielfach eingelegte Federn und zieht die betreffende Nabe auf. Bei kaltem Aufziehen betrage der Durchmesser des Nabensitzes am hinteren Ende ca. 1,002 der Bohrung, nach dem vorderen Ende zu allmählich auf 1,000 verlaufend; für warmes Aufziehen ist der Nabensitz durchweg mit 1,002 der Bohrung auszuführen. Wird bei Verwendung einer versenkten Feder die Nabe nicht aufgezogen, sondern nur passend aufgesetzt, so ist zur Sicherung gegen axiale Verschiebung eine Stell-

1) Man bezeichnet den Klammerwert

$$M_c = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

als ideelles kombiniertes Moment.

schraube anzubringen. Kegelräder müssen stets gegen einen Wellenansatz gekeilt werden, um Verschiebungen auf der Achse sicher auszuschließen.

Schnellaufende Zahnräder werden im Interesse geräuschlosen Ganges zweckmäßig mit einem Konus auf die Welle aufgezogen.

§ 102. Konstruktion der Radverzahnungen.

Infolge einer Reihe von Vorzügen, welche die Evolventenverzahnung bei entsprechender konstruktiver Ausbildung der Zähne gegenüber anderen Verzahnungssystemen bietet, wird dieselbe im Kranbau neuerdings allgemein bevorzugt. Zum großen Teil liegen diese Vorzüge auf fabrikationellem Gebiet. Über die Unempfindlichkeit der Evolventenräder gegen Änderung der Achsendistanz siehe später. Die Abnützungsverhältnisse treten bei Vergleich mit anderen Zahnformen nicht so sehr in den Vordergrund, weil sie meist durch andere Faktoren in viel höherem Maße beeinflußt werden als durch die Zahnform.

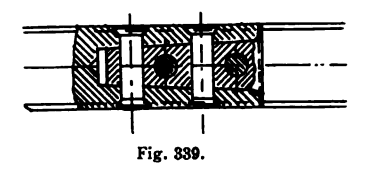


Fig. 339.

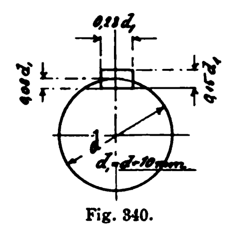


Fig. 340.

Die Aufzeichnung der Kreisevolvente kann für Festigkeits-Untersuchungen der Zähne (s. später) mit vollkommen ausreichender Genauigkeit nach folgendem, leicht dem Gedächtnis einzuprägenden Verfahren erfolgen (Fig. 341): Ist ϱ der Radius des Evolutenkreises (Grundkreis, nicht zu verwechseln mit Fußkreis), so zeichnet man einen neuen Kreis um denselben Mittelpunkt mit dem Radius $\varrho' = 0{,}98\,\varrho$. An diesen Kreis zieht man mit Hilfe des 30° – Winkels das umschriebene Zwölfeck, dessen Ecken $O_1\,O_2$ usw. die Mittelpunkte für die Ersatzkreise bilden. Die größte Abweichung dieser Kreiskurve von der Evolvente liegt ganz in der Nähe des Evolutenkreises und beträgt, in Richtung der Normale gemessen, weniger als 0,1 % von ϱ. Weiter hinaus ist auf zeichnerischem Wege eine Abweichung beider Kurven nicht mehr zu konstatieren.

Der Einfluß des vorhandenen Fehlers in der Nähe des Evolutenkreises ist für Festigkeitsrechnungen praktisch ohne Belang, da bei kleinen Rädern der Absolutwert verschwindend klein ausfällt und bei größeren Rädern dieser Teil der Kurve innerhalb des Fußkreises der Zähne liegt.

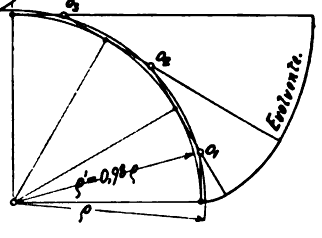


Fig. 341.

Wenn zwei Evolventen, die zwei verschiedenen Evolutenkreisen angehören, wie in Fig. 342 angegeben, aneinander gelegt werden, so berühren sie sich in **einem** Punkt; die gemeinsame Normale beider Kurven in diesem Punkt schneidet die Zentrale $O_1\,O_2$ im sogenannten Zentralpunkt C. Derselbe teilt die Zentrale in dem Verhältnis der Radien der Evolutenkreise, so daß

$$\frac{O_1\,C}{C O_2} = \frac{\varrho_1}{\varrho_2}.$$

Bei Drehung des einen Evolutenkreises um seinen Mittelpunkt drängt die zugehörige Evolvente die andere zurück unter stetem Wechsel der Berührungspunkte. Der Ort sämtlicher Berührungspunkte ist eine durch den Zentralpunkt C hindurchgehende Gerade, welche gleichzeitig gemeinsame Tangente an beide Evolutenkreise ist, $A_1 A_2$. Die Berührung findet also auf der Geraden $A_1 A_2$ Fig. 342 statt (Eingriffslinie) und ist auf diese Strecke als Maximalwert beschränkt. Aus der Differenz der Abstände $A_2 O_1$ und ϱ_1, bzw. $A_1 O_2$ und ϱ_2 (Fig. 343) ergibt sich die größte theoretisch denkbare Zahnhöhe für jedes Rad. Dieselbe ist für beide Räder um so mehr verschieden, je größer der Unterschied der Radien ist.

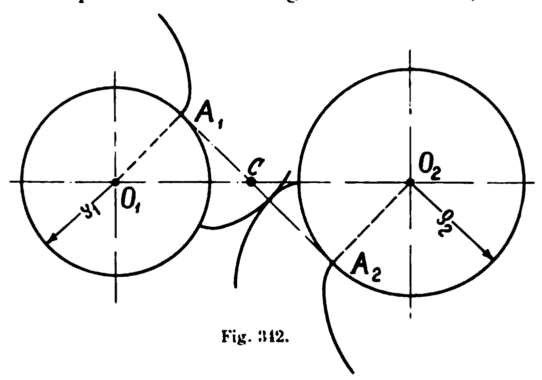


Fig. 342.

Das Verhältnis der Radien der Evolutenkreise liefert das Übersetzungsverhältnis zweier Räder

$$i = \frac{\varrho_1}{\varrho_2}.$$

Die durch den Zentralpunkt um O_1 und O_2 geschlagenen Kreise (Teilkreise) haben bei der Drehung die gleiche Umfangsgeschwindigkeit, sie rollen sich aufeinander ab. Aus der Ähnlichkeit der Dreiecke $O_1 A_1 C$ und $O_2 A_2 C$ (Fig. 343) geht hervor, daß die Übersetzung i auch gegeben ist durch das Verhältnis der Teilkreisradien

$$i = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\varrho_1}{\varrho_2}.$$

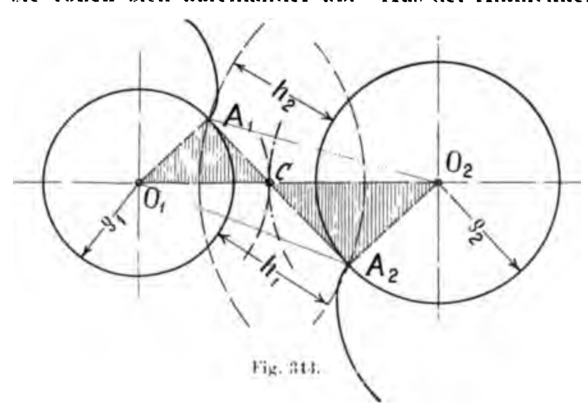


Fig. 343.

Da ein Evolutenkreis nur eine zugehörige Evolvente hat, so ist aus einer Veränderung des Abstandes zweier Evolutenkreise (Fig. 344) zu folgern: Die Übersetzung i, welche durch das Verhältnis der Radien ϱ_1 und ϱ_2 gegeben ist, bleibt unverändert, es ändert sich die Lage der Eingriffslinie und die Größe der Teilkreise; das Verhältnis der Teilkreise zu einander bleibt jedoch dasselbe, so daß nach der Verschiebung

$$i = \frac{r'_1}{r'_2} = \frac{\varrho_1}{\varrho_2}.$$

Hieraus geht hervor, daß bei Änderung der Achsendistanz zweier Evolventenräder die Eingriffsverhältnisse theoretisch richtig bleiben, es ändert sich nur die Eingriffslinie, die ursprünglichen Teilkreise rollen nicht mehr aufeinander, es treten neue Teilkreise auf.

Für den Entwurf der Verzahnung zweier Räder unter Benützung der Kreisevolvente sind zwei Methoden gebräuchlich :

1. Ältere Methode: Für jedes Rad besteht die Beziehung

$$z \cdot t = 2 R \pi.$$

Hierin bedeutet z die Zahnzahl
t die Teilung, am Teilkreis gemessen,
R den Teilkreisradius.

Hieraus folgt für zwei in Eingriff befindliche Räder die Übersetzung

$$i = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

$$z_1 t = 2 \pi R_1$$

$$z_2 t = 2 \pi R_2.$$

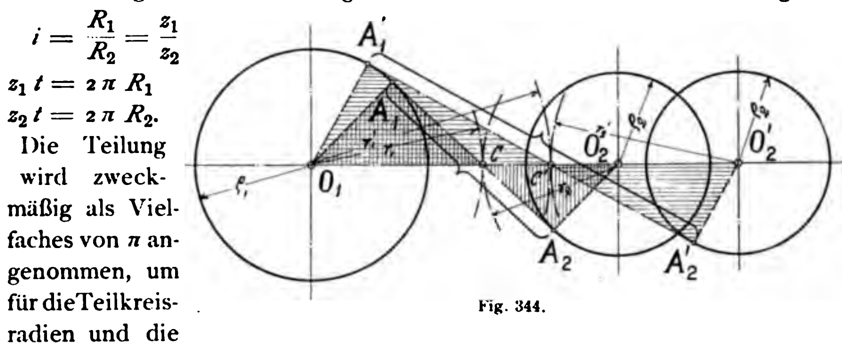


Fig. 344.

Die Teilung wird zweckmäßig als Vielfaches von π angenommen, um für die Teilkreisradien und die Achsenentfernung runde Maße zu bekommen: Modul- oder π-teilung

$$t = m \cdot \pi.$$

Der Koeffizient m heißt der Modul einer Teilung. Es gilt dann

$$R_1 = \frac{m}{2} \cdot z_1$$

$$R_2 = \frac{m}{2} \cdot z_2$$

Die Achsenentfernung

$$E = R_1 + R_2 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2).$$

Für die Neigung der Eingriffslinie gegen die Zentrale findet sich meist 75°. Die Zahnhöhe wird zu $0{,}3\, t \mathrel{\widehat{=}} 0{,}95\, m$ nach außen, der Zahnfuß nach innen zu $0{,}4\, t \mathrel{\widehat{=}} 1{,}25\, m$ vom Teilkreis aus abgetragen, die gesamte Zahnhöhe wird hiernach $h = 0{,}7\, t \mathrel{\widehat{=}} 2{,}2\, m$. Die im Teilkreis gemessene Zahnstärke wird

$$s = \frac{t}{2{,}1} \text{ für roh gegossene Räder,}$$

$$s = 0{,}5\, t \text{ für sauber bearbeitete Räder.}$$

Die Verwendung dieser Verzahnungsmethode stellt an die Zahnzahlen bestimmte Anforderungen, damit die Eingriffsverhältnisse praktisch brauchbar sind. Zwei Hauptbedingungen sind für den Eingriff zu stellen: Die

Eingriffsstrecke muß mindestens 1,5 t sein; ferner dürfen sich die Räder während des Laufes nicht klemmen.

Nach Fig. 345 lautet die Bedingung dafür, daß die Eingriffsstrecke a mindestens 1,5 t sei

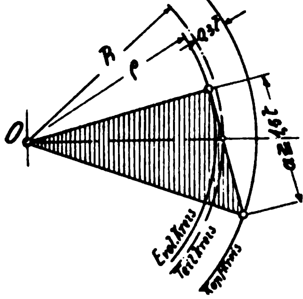


Fig. 345.

$$\varrho^2 + (1{,}5\ t)^2 = (R + 0{,}3\ t)^2.$$

Das ergibt unter Benützung der bekannten Beziehungen

$$z > 16.$$

Damit keine Klemmung der Zähne eintritt, dürfen die Spitzen der Zähne des großen Rades nicht über den durch A_1, Fig. 347, um O_2 gezogenen Kreis hinausgehen, d. h. es muß sein

$$b \geqq 0{,}3\ t.$$

Die Durchrechnung ergibt, daß bei $z_1 = 16$ die Räder sich bereits bei einer Übersetzung 1 : 1 klemmen. Es erfordert eine Übersetzung

1 : 1 mindestens 18 Zähne für jedes Rad,
1 : 2 » 19 » » das kleine Rad,
1 : 3 und höher bis 1 : ∞ mindestens 20 Zähne für das kleine Rad.

Allgemein soll demnach bei Verzahnung nach der älteren Methode das kleine Rad niemals weniger als 20 Zähne bekommen, um eine Eingriffsstrecke von mindestens 1,5 t und ungehinderten Lauf der Räder zu sichern.

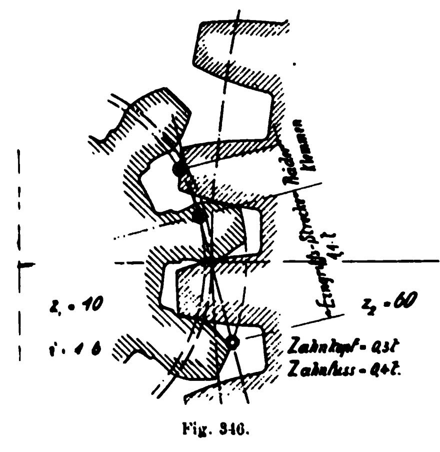


Fig. 346.

In Fig. 346 ist eine Verzahnung nach der älteren Methode für $z_1 = 10$ und $i = 1:6$ gezeichnet, die auftretenden Fehler sind aus derselben erkennbar.

Im Kranbau muß man sehr häufig mit der Zahnzahl des kleinen Rades wesentlich unter 20 heruntergehen (bis auf 12); für diese Fälle eignet sich die ältere Verzahnungsmethode nicht, günstige Eingriffsverhältnisse liefert die

2. Neuere Methode:

Bezeichnet: z_1 die Zahnzahl, h'_1 Zahnhöhe, vom Evolutenkreis aus gemessen, s_1 Zahnstärke } des kleinen Rades,

z_2 Zahnzahl, s_2 Zahnstärke } des großen Rades,

Zahnstärken im Teilkreis gemessen (Evolutenkreis des kleinen Rades und Teilkreise liegen relativ durch Neigung der Eingriffslinie unter 75° gegen die Zentrale fest), so wähle man allgemein für z_1 zwischen 12 und 20

$h'_1 = 1{,}6\, m \approx 0{,}5\, t$

$\left.\begin{array}{l} s_1 = 0{,}55\, t \\ s_2 = 0{,}45\, t \end{array}\right\}$ für bearbeitete Räder,

$\left.\begin{array}{l} s_1 = 0{,}5\, t \\ s_2 = 0{,}4\, t \end{array}\right\}$ für unbearbeitete Räder.

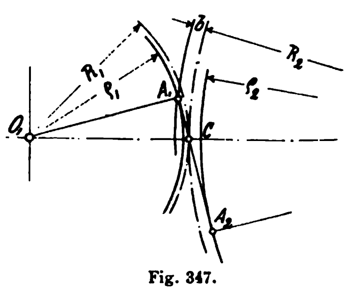


Fig. 347.

Der Spitzenkreis des großen Rades ist bestimmt durch den Berührungspunkt A_1 (Fig. 348) zwischen Eingriffslinie und Evolutenkreis des kleinen Rades (Vermeidung von Zahnklemmungen). Damit die Spitzen der Räder in den Gegenrädern frei laufen, ist von den Spitzenkreisen der Fußkreis des Gegenrades im Abstand $0{,}3\, m \approx 0{,}1\, t$ anzunehmen. Um die durch die Zahnhöhe des kleinen Rades gegebene Eingriffsstrecke voll auszunützen (das ist erforderlich, damit die Eingriffsdauer[1]) größer als 1,5 ausfällt), darf der Berührungspunkt A_2 der Eingriffslinie mit dem Evolutenkreis des großen Rades nicht näher als zum Punkt B (Fig. 348) an die Zentrale heranrücken. Diese Bedingung ergibt für z_1 zwischen 12 und 20 als untere Grenze der Zahnzahl des großen Rades

$$z_2 \approx 25.$$

Hiernach sind die niedrigsten Übersetzungszahlen bestimmt, nach oben hin sind dieselben unbegrenzt.

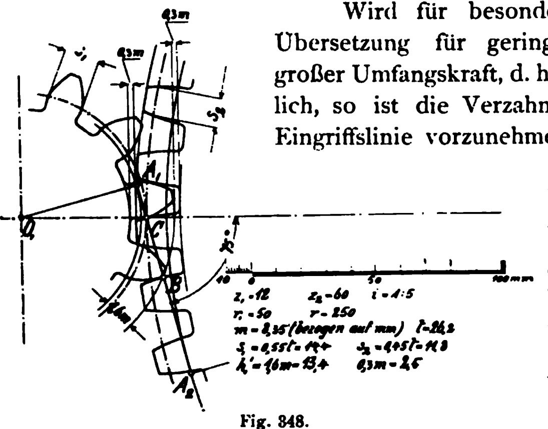


Fig. 348.

Wird für besondere Zwecke eine kleine Übersetzung für geringe Achsenentfernung bei großer Umfangskraft, d. h. großer Teilung, erforderlich, so ist die Verzahnung unter Verlegung der Eingriffslinie vorzunehmen. Man kann hierbei mit der Neigung der Eingriffslinie gegen die Zentrale von 75° auf 60° heruntergehen, ohne daß der resultierende Achsendruck zu erheblich wird; derselbe ist bei 75° ca. 1,03 P und bei 60° ca. 1,15 P ($P =$ Umfangskraft).

§ 103. Berechnung der Teilung. Nach der älteren Verzahnungsmethode ist der Zahnfuß des kleinen Rades am höchsten beansprucht, die neuere Methode ergibt für den Zahnfuß des großen Rades die höchste Beanspruchung. Die Berechnung der Teilung

[1]) Eingriffsdauer ist das Verhältnis der Eingriffsstrecke zur Teilung.

bei Entwürfen kann für beide Methoden nach genau dem gleichen Rechnungsgang erfolgen: man kann von folgenden Grundlagen ausgehen:

Zahnhöhe $h = h' + 0.3 \cdot m = 1.0 \cdot m$ (neuere Methode).

$h = 0.7\, t = 2.2 \cdot m$ (ältere Methode).

Annahme im Mittel $h = 2 \cdot m$.

Zahnstärke am Fuß $\delta = 1.35 \cdot m$ im ungünstigsten Fall[1].

Zahnbreite je nach Wahl $b = 6$ bis $12 \cdot m$.

Die tangential am Umfang des Spitzenkreises angreifende Kraft P ist von einem Zahn aufzunehmen.

Hieraus folgt, wenn m auf cm bezogen wird,

$$P \cdot 2\, m = \frac{1}{6}\, b \cdot 1.35\, m^2 \cdot k_b$$

d. h.

$$P = 0.9\, m^2 \cdot k_b \text{ für } b = 6 \cdot m$$

$$\text{bis } P = 1.8\, m^2 \cdot k_b \text{ für } b = 12 \cdot m.$$

Werte des k_b sind Tab. Nr. 6, Spalte b, zu entnehmen.

Räder mit Winkelzähnen (Pfeilräder) finden bisweilen mit Vorteil für schwere Krane Verwendung wegen der größeren Festigkeit der Zähne an sich und der günstigen Eingriffsverhältnisse. Während bei gewöhnlichen Stirnrädern die Zahl der im Eingriff befindlichen Zähne plötzlichen Änderungen unterworfen ist[2], behält dieselbe bei Pfeilrädern dauernd den durch die Eingriffsdauer gegebenen Maximalwert bei. Die Berechnung der Teilung kann parallel zur Radebene erfolgen; die übliche Neigung der Zähne von ca. 60° gegen diese ergibt eine Normalteilung $t_n \approx 0.87\, t$.

§ 104. Praktische Ausführung. Als Material für Krane mit Handbetrieb verwendet man zu den Zahnrädern meistens Gußeisen, für maschinell betriebene Krane ist dringend guter Stahlguß zu empfehlen. Langsam laufende Räder erhalten roh gegossene Zähne; für Umfangsgeschwindigkeiten über 0,5 m/sek. werden die Zähne besser bearbeitet. Für Geschwindigkeiten über 5 m/sek. sind an die Genauigkeit der Teilung und Zahnform besonders hohe Ansprüche zu stellen, und wird in diesem Fall Herstellung auf Spezialmaschinen mit Präzisionswerkzeugen erforderlich. Es hat sich als praktisch zweckmäßig erwiesen, Zahnräder zwecks Verkürzung der Einlaufperiode mit konsistentem Graphitfett zu schmieren, dem zuerst grober, dann allmählich feinerer Schmirgel zugesetzt wird.

Die ersten Übersetzungen elektrisch betriebener Krane bedingen unter Umständen Stirnräder mit Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 10 m/sek. Für dieselben werden vielfach im Interesse möglichst geräuschlosen Ganges Rohhauttriebe verwandt. Räder aus geschmiedetem Stahl und harter Bronze können mit entsprechend kleinerer Teilung ausgeführt werden (s. Tab. Nr. 26) und führen demgemäß zu kleineren Umfangsgeschwindigkeiten. Rohhauträder

[1]) Bei großen Übersetzungen werden die Zähne beider Räder sehr verschieden hoch beansprucht, besonders gilt dies bei Verzahnungen nach der älteren Methode. Man beachte daher besonders in derartigen Fällen die Schlußanmerkung zu Tab. Nr. 26.

[2]) Vgl. Abhandlung von Lasche, Z. d. V. d. I. 1899, S. 1422.

Tabelle Nr. 26. Teilung und Umfangskraft von Zahnrädern.

Modul der Teilung (m), bezogen auf cm	Teilung in cm	Nutzbare Umfangskraft P bei einer Zahnbreite (m bezogen auf cm)			
		$6 \cdot m$	$8 \cdot m$	$10 \cdot m$	$12 \cdot m$
0,4	1,26	40	50	60	75
0,5	1,57	60	75	100	125
0,6	1,88	100	125	150	175
0,8	2,52	150	200	250	300
1,0	3,14	225	300	375	450
1,2	3,77	325	425	550	650
1,4	4,38	450	575	725	875
1,6	5,02	575	775	950	1 150
1,8	5,64	725	975	1225	1 450
2,0	6,28	900	1200	1500	1 800
2,2	6,90	1100	1450	1825	2 175
2,4	7,52	1300	1750	2175	2 600
2,6	8,15	1525	2025	2525	3 050
2,8	8,78	1750	2350	2925	3 525
3,0	9,42	2025	2700	3375	4 050
3,2	10,0	2300	3075	3825	4 600
3,4	10,7	2600	3475	4325	5 200
3,6	11,3	2925	3900	4850	5 850
3,8	11,9	3250	4325	5400	6 500
4,0	12,5	3600	4800	6000	7 200
4,2	13,2	3975	5300	6650	7 950
4,4	13,8	4350	5800	7250	8 700
4,6	14,4	4750	6325	7900	9 500
4,8	15,1	5200	6925	8700	10 400
5,0	15,7	5600	7450	9325	11 200

Vorstehende Tabelle ist für Kraftbetrieb gerechnet, Material Gußeisen, $k_b = 250$ kg/qcm (Tab. Nr. 6, Spalte b).

Obige Werte von P sind zu multiplizieren, wenn das Radmaterial

Rohhaut	mit 0,8	Für Handbetrieb kann P gegenüber Kraftbetrieb um 50 % erhöht werden.
Manganbronce	» 1,5—2	
Stahlguß	» 2,4—3	
Gewöhnl. Schmiedeeisen .	» 2,4	
Geschmiedeter Stahl . .	» 4,0—5,0	

Vorstehende Tabelle ist nur als Anhalt bei Neuentwürfen zu benützen. Nach Festlegung der Ausführungsmaße (vgl. § 102) der Radzähne ist stets eine Festigkeitsrechnung vorzunehmen (vgl. Abschn. VI).

bedürfen einer soliden Armierung, welche die einzelnen Scheiben dauernd fest im Schluß hält und eine dauerhafte Befestigung auf der Achse ge-

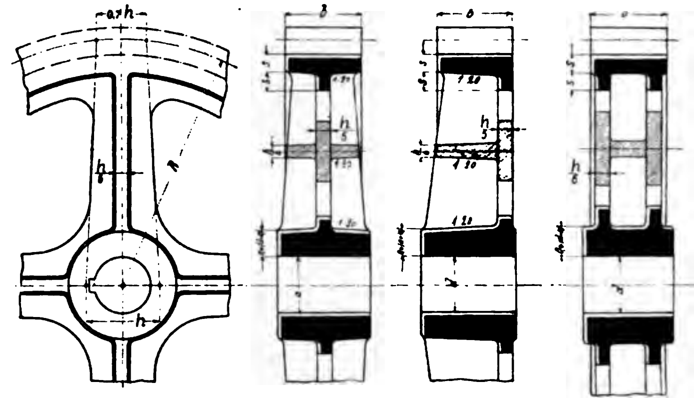


Fig. 349.

währleistet.[1]) Diese Räder sind vor Hitze und Nässe zu schützen, Konservierung mittels Leinöls ist ratsam.

Ausführung von Kranz, Armsystem und Nabe s. Fig. 349. Die Armzahl schwankt zwischen 4 und 8, innerhalb dieser Grenzwerte wähle man dieselbe zu $A = \frac{R}{d}$. Die Arme, in T-, I- oder +-Querschnitt ausgeführt, sind auf Biegung als frei an der Nabe eingespannte Träger zu berechnen; zur Berechnung wird nur das Rechteck, dessen Höhe in die Umdrehungsebene fällt, herangezogen. Das Verhältnis $b : h$ wähle man den gebräuchlichen Werten entsprechend 1 : 5. Kleine Zahntriebe, welche nach der älteren Methode verzahnt sind, erhalten sehr schwache Zahnfüße und werden durch seitlich angegossene Scheiben verstärkt (Fig. 350). Ausführung der Keile etc. s. § 101. Zur Vermeidung von Erschütterungen, besonders bei schnelllaufenden Rädern, ist Ausbalancierung erforderlich (vgl. § 5 c).

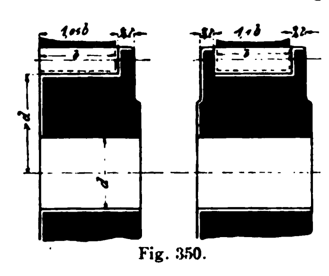


Fig. 350.

§ 105. Kegelräder. Dieselben sind, wo auf ruhigen Gang Wert gelegt wird, nur für Umfangsgeschwindigkeiten unter 2,0 m/sek. geeignet. Für die Verzahnung ist auch hier die Evolvente vorzuziehen. Als Teilkreisradien für die Konstruktion der Zahnform sind die Seitenlinien der sog. Ergänzungskegel zu nehmen (Fig. 351). Die Berechnung der Teilung erfolgt bei Entwürfen für den äußeren Umfang eines Rades nach den für Stirnräder gegebenen Daten; die Zahnbreite ist möglichst zu beschränken. Nach Festlegung der Zahnform ist auch hier Festigkeits-Untersuchung erforderlich. Bezüglich Wahl des

[1]) Vgl. Z. d. V. d. I. 1899, S. 1531.

Materials gilt das bei Stirnrädern Gesagte. Zu bemerken ist, daß Räder aus Stahlguß größere Neigung zum Lärmen zeigen als Gußeisenräder. Sichere Mittel zur Beseitigung des klingenden Geräusches gibt es für Kegelräder aus Gußstahl nicht, die wirksamste Vorbeugung besteht in der Wahl geringer Umfangsgeschwindigkeiten und möglichst genauer Bearbeitung der Zähne (Hobeln nach Schablonen oder Fräsen mit Planfräsern[1]) auf Spezialmaschinen).

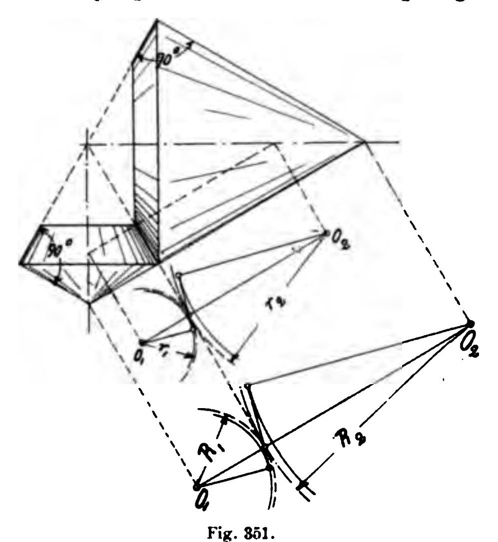


Fig. 351.

Kegelräder sind stets fest gegen einen Ansatz der Welle zu keilen, um axiale Verschiebung während des Ganges und Störung des Eingriffs auszuschließen.

§ 106. Schneckengetriebe. Mit Rücksicht auf einfache und genaue Herstellung der Schnecke und der Werkzeuge zum Fräsen der Räder wird für die Verzahnung fast ausschließlich die Evolvente verwendet; die Konstruktion der Zähne erfolgt für die Mittelebene des Rades nach der für Stirnräder gegebenen Methode. Die Innigkeit des Eingriffs ist von der Ausbildung der Radzähne in erster Linie abhängig. Gebräuchliche Formen des Kranzprofiles s. Fig. 352. Die Ausführung *c* mit geraden, schräg gestellten Zähnen ist für Windwerke, wegen der großen auftretenden Flächendrucke und der durch dieselben bedingten großen Betriebsunsicherheit und starken Abnützung, bedenklich.

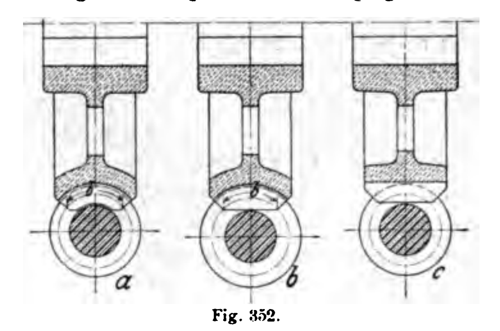


Fig. 352.

Rad und Schnecke sind mit Rücksicht auf günstigen Wirkungsgrad zu bearbeiten; für die Radzähne verwendet man dazu sogenannte Schneckenfräser, welche genau zu der zugehörigen Schnecke passen und große Berührungsflächen für den Eingriff ergeben.

Die Schraube wird ein- bis dreigängig ausgeführt, hiernach wird die Steigung s gleich t, $2t$ bzw. $3t$ ($t =$ Umfangsteilung des Schneckenrades).

[1]) **Fräserachse parallel zur Eingriffslinie, die Zahnflanke entsteht als Einhüllende sämtlicher relativen Fräserstellungen.**

Die theoretische Übersetzung ergibt sich aus der Gängigkeit der Schraube und der Zahnzahl z des Rades

$$\text{für } s = t \quad 2t \quad 3t$$

$$\text{zu } i = \frac{1}{z} \quad \frac{2}{z} \quad \frac{3}{z}.$$

Über Wirkungsgrade vgl. Tab. Nr. 4.

Bei der Berechnung von Schneckentrieben kann folgender Weg eingeschlagen werden:

Man wähle für	$s = t$	$2t$	$3t$
den Neigungswinkel der Schraube	$\alpha = 6°$	$12°$	$18°$ ca.
entsprechend einem Wert	$\operatorname{tg} \alpha = 0{,}1$	$0{,}2$	$0{,}3$.

Dann wird der Teilkreisdurchmesser der Schnecke

$$d \backsim 3^1/_4\, t.$$

Die Länge der Schnecke ist anzunehmen

$$l = 4 \text{ bis } 6\,t.$$

Die Festlegung der Teilung muß Berechnung der Zähne auf Biegung und Berücksichtigung des spezifischen Flächendruckes in den Zahnflanken umfassen. Unter Annahme einer mittleren Zahnbreite $b = 2{,}5\,t$ (im Bogen des Teilkreises der Schnecke gemessen, s. Fig. 352) ist mit Rücksicht auf die Festigkeit der Zähne zu nehmen:

$$t = 2{,}6 \sqrt{\frac{P}{k_b}},$$

worin P die unter Berücksichtigung des Wirkungsgrade bestimmte Umfangskraft des Rades bedeutet; k_b ist nach Tab. Nr. 6, Fall c, einzusetzen. Das ergibt

$$\left.\begin{aligned} P &= 20\,t^2 \text{ für Gußeisenzähne} \\ &= 30\,t^2 \text{ » Hartbronzezähne} \end{aligned}\right\}\; t \text{ in cm.}$$

Für allgemeine Beurteilung der Beanspruchung gibt auch Tab. Nr. 26 hinreichenden Anhalt. Zur Verhütung von Heißlaufen und zu starker Abnützung ist die Bedingung zu erfüllen

$$P \leqq (0{,}7 \text{ bis } 1{,}10) \cdot t^2 \cdot p$$

worin p als ein ideeller, zulässiger spezifischer Flächendruck anzusehen ist; derselbe ist der Tab. Nr. 27 zu entnehmen. Der Koeffizient 0,7 gilt für Schneckentriebe, welche ständig in Betrieb sind, 1,1 für Betrieb mit sehr großen Unterbrechungen.[1])

Die Verwendung der Tabellenwerte setzt für das Rad mindestens 30 Zähne und reichliche Schmierung voraus (über 0,5 m Umfangsgeschwindigkeit geschlossenes Ölbad), für die Zähne des Rades und die Schnecke saubere Bearbeitung in der vorstehend angegebenen Weise. Für Umfangsgeschwindigkeiten der Schnecke (Material meistens Stahl) über 1 m/sek. sollte nur Bronze für das Rad verwendet werden. Von der Gängigkeit der Schnecke sind die Tabellenwerte unabhängig.

[1]) Vgl. auch Stribeck, Versuche mit Schneckengetrieben, Z. 1897, S. 936, 968, 1898, S. 1156.

Die theoretisch berechnete Teilung muß nach den Erfordernissen der Werkstatt (vorhandene Wechselräder etc.) korrigiert werden.

Der axiale Druck auf Rad- und Schneckenwelle ist aufzuheben. Für das Rad beträgt dieser Schub nicht mehr als die Umfangskraft der Schnecke, und genügen für dessen Aufnahme entsprechende Laufflächen an der Radnabe und den Lagern der Radwelle. Der Schub der Schnecken-

Tabelle Nr. 27. Spezifischer Flächendruck für Schneckengetriebe.

Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke im Teilkreis m/sek.	Zulässige Werte von p	
	Gußeisen auf Stahl	Phosphorbronze auf Stahl
bis 0,1	200	300
0,25	150	225
0,5	100	170
0,75	90	130
1,0	80	100
1,5	—	75
2,0	—	55
2,5	—	40
3,0	—	27,5
3,5	—	17,5
4,0	—	10,0

welle ist erheblich (ca. gleich der Umfangskraft des Rades), daher sind richtig ausgebildete Spurlager erforderlich, die, für beide Umdrehungsrichtungen wirksam, nach § 97 zu dimensionieren sind. Bisweilen wird der Schub der Schneckenwelle durch Anordnung zweier Schnecken auf der gleichen Welle mit Rechts- und Linksgang aufgehoben. Diese Anordnung ist besonders günstig, wenn zwei Trommeln angetrieben werden (Beispiel einer Ausführung s. Fig. 170—172, 220 Dbg). Ausführliche Beispiele über Schneckengetriebe vgl. Abschnitt VI.

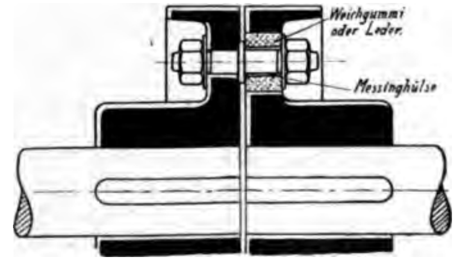


Fig. 353.

Schnellaufende Schneckentriebe stellen hohe Anforderungen an die praktische Ausführung. Es ist daher unter Umständen empfehlenswert, dieselben von Spezialfirmen zu beziehen unter Anlehnung der Abmessungen an die dortselbst vorhandenen Werkzeuge an Hand von Ausführungstabellen.

§ 107. Kupplungen. Gewöhnliche Muffen- und Scheibenkupplungen können nach Tab. Nr. 28 u. Nr. 29 ausgeführt werden. Vorstehende Teile

Tabelle Nr. 28. Muffenkupplungen. (Fig. 354.)

(Maße sind mm.)

d	D	L	L_1	L_2	Anzahl Schrb.	d_1 Zoll engl.	a	b	c	e	Keil
50	160	220	70	100	6	$^5/_8$	25	55	15	20	16×8
55	160	220	70	100	6	$^5/_8$	25	55	15	20	16×8
60	175	240	75	115	6	$^5/_8$	25	55	20	25	18×9
65	175	240	75	115	6	$^5/_8$	25	55	20	25	18×9
70	190	260	80	135	6	$^5/_8$	25	55	25	25	20×10
75	190	260	80	135	6	$^5/_8$	25	55	25	25	20×10
80	220	280	90	150	6	$^3/_4$	30	65	25	30	22×11
85	220	280	90	150	6	$^3/_4$	30	65	25	30	22×11
90	240	320	100	160	6	$^7/_8$	35	75	25	35	24×12
95	240	320	100	160	6	$^7/_8$	35	75	25	35	24×12
100	260	350	110	170	6	1	40	85	25	40	26×13

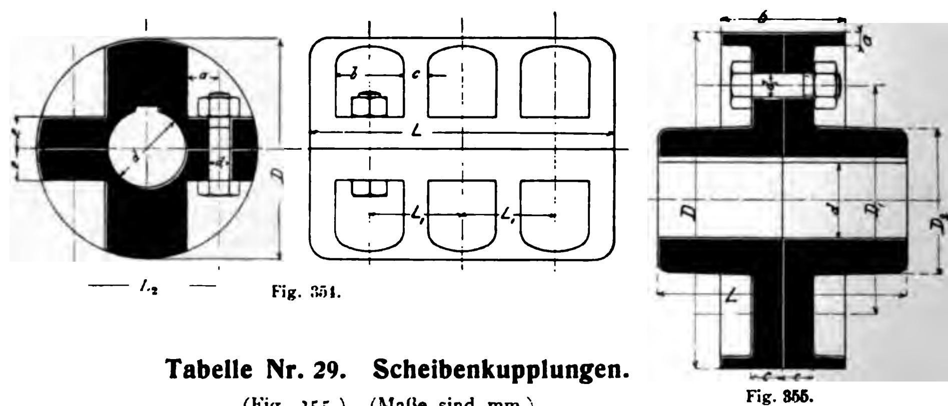


Fig. 354.

Fig. 355.

Tabelle Nr. 29. Scheibenkupplungen.

(Fig. 355.) (Maße sind mm.)

d	D	D_1	D_2	Schrb.-Zahl	d_1 Zoll engl.	a	b	c	L	Keil
50	225	150	100	4	$^5/_8$	10	90	20	180	16×8
55	235	160	105	4	$^5/_8$	10	90	20	180	16×8
60	270	185	115	4	$^3/_4$	10	100	25	200	18×9
65	280	195	125	4	$^3/_4$	10	100	25	200	18×9
70	310	210	135	4	$^7/_8$	10	110	25	220	20×10
75	310	215	140	4	$^7/_8$	10	110	25	220	20×10
80	340	230	150	4	1	12	120	30	250	22×11
85	350	240	165	4	1	12	120	30	250	22×11
90	360	250	170	4	1	12	130	35	280	24×12
95	365	260	180	4	1	12	130	35	280	24×12
100	390	280	190	6	1	12	140	35	300	26×13

sind zu vermeiden, Sicherung gegen Längsverschiebung auf der Welle ist erforderlich (Stellschrauben).

Um Stöße von den Elektromotoren fernzuhalten, werden diese häufig mittels elastischer Kupplungen an das zugehörige Windwerk angeschlossen. Sehr gut haben sich Scheibenkupplungen mit elastischen Einlagen aus

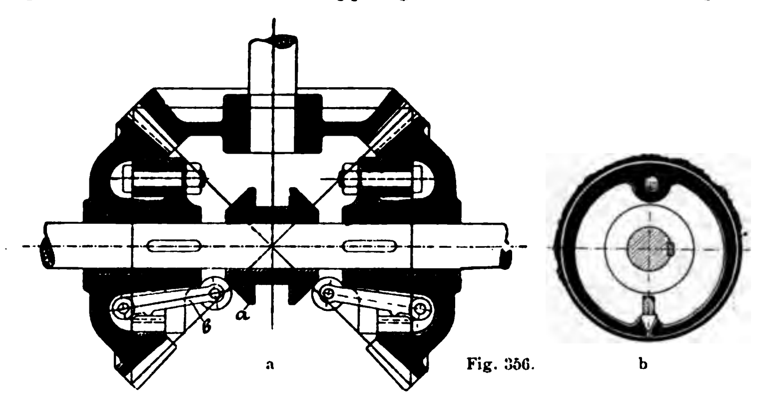


Fig. 356.

Weichgummi oder Leder bewährt (Fig. 353). Die Buffer müssen auswechselbar sein, ohne daß bei Auswechslungen umfassendere Demontagen nötig werden.

§ 108. Wendegetriebe. Dieselben bestehen entweder aus einem System von drei Kegelrädern mit eingebauter, ausrückbarer Reibungskupplung (Fig. 356—359) oder kegelförmigen Reibungsrädern. Die Kegel-

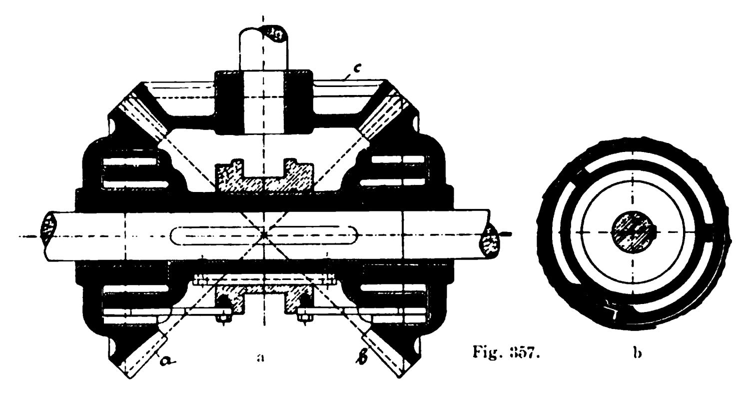


Fig. 357.

räderkupplungen sind am weitesten verbreitet; sie stimmen sämtlich in der Konstruktion darin überein, daß die lose auf der treibenden Welle (Königswelle) sitzenden Wenderäder zylindrische oder schwach konische Reibungsflächen enthalten, gegen welche sich ein einseitig geschlitzter Mitnehmerring legt, der durch eine auf der Königswelle verschiebbar aufgekeilte Muffe mittels einer Spreizvorrichtung auseinandergepreßt werden

kann. Die Spreizvorrichtungen der verschiedenen Ausführungsformen, sowie die Anordnung des Schlitzes weichen von einander ab.

Fig. 356 (älteste Ausführung). Die Spreizung des Mitnehmerringes erfolgt durch Rollenhebel mittels konischer Muffe. Die Schnittflächen der geschlitzten Ringe sind abgeschrägt. Die Räder auf der Königswelle werden durch deren Lager gegen axiale Verschiebung gehalten.

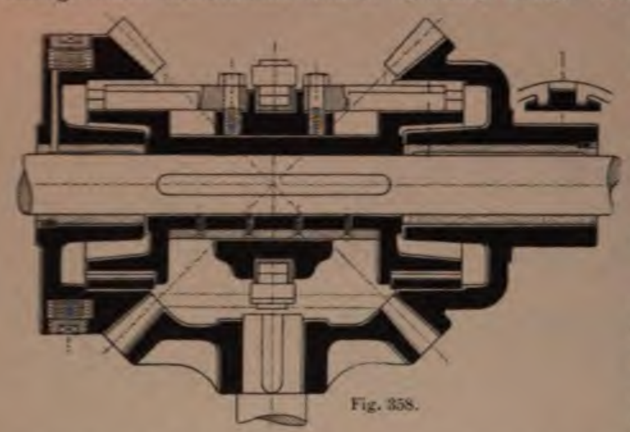

Fig. 358.

Fig. 357 (Konstruktion Stuckenholz). Die Rollenhebel sind durch axial sicher geführte Spreizkeile ersetzt, welche mit der Muffe fest verbunden sind und von dieser bewegt werden. Querschnitt durch Ring, Ringhalter etc. s. Fig. 357 b.

Fig. 358 (Konstruktion Bechem und Keetman).

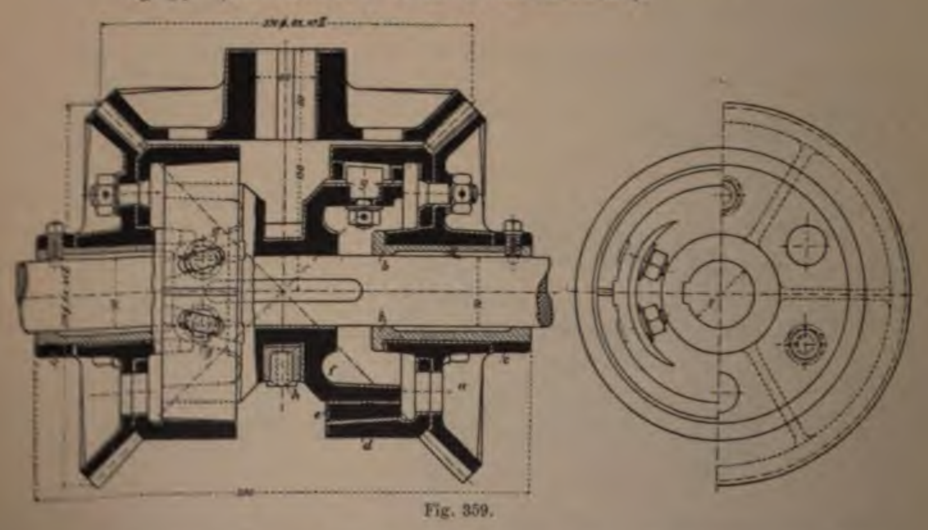

Fig. 359.

Fig. 359 (Konstruktion Jäger-Duisburg). Zum Zwecke zwangläufigen Schlusses des Mitnehmerringes beim Ausrücken ist der Keil bei diesen beiden Konstruktionen doppeltwirkend ausgeführt, d. h. er zieht den Ring beim Ausrücken zusammen.

Für die Wirkungsweise des Mitnehmerringes ist dessen Aufhängung von Wichtigkeit (vgl. Fig. 360). Bei der Drehrichtung I kann unter Um-

ständen (das hängt wesentlich von dem Reibungskoeffizienten und der radialen Stärke d des Mitnehmerringes ab) Selbstsperrung eintreten, d. h. bei Zurückziehen des Keiles würde die Kupplung nicht ausrücken. Dies könnte bei Drehrichtung II nicht eintreten, weil hier die Reibung das Bestreben hat, den Ring zusammenzudrücken; hierbei ist Bedingung, daß Punkt A in seiner radialen Lage unverändert liegt. Für die Kupplungen zum Last heben, sowie das Katz- und Kranfahren nach beiden Richtungen ist diese Bedingung konstruktiv zu erfüllen, für die Kupplung zum Lastsenken (vgl. § 16) jedoch nicht, weil bei leichten Lasten die Kupplung das Windwerk antreiben, bei schweren Lasten jedoch bremsend wirken muß. Bezüglich der radialen Ringstärke ist hier demnach zur Verhütung der Selbstsperrung, falls nicht zwangläufiger Schluß der Ringe vorgesehen ist, eine untere Grenze gegeben. Anderseits dürfen die Ringe nicht zu dick gemacht werden, weil sonst die Spreizkraft und die Materialbeanspruchung des Ringes zu groß werden. (Vgl. Z. d. V. d. I. 1898, S. 534.) Die von Bethmann a. a. O. gegebene Tabelle über Ringabmessung, Spreizkraft etc. ist hier angefügt, für die zu leistende Umfangskraft sind jedoch, abweichend von den Bethmannschen Zahlen, Grenzwerte angegeben, welche ausgeführten Anlagen entnommen sind. Es ist bei Verwendung dieser Tabelle (Nr. 30) zu berücksichtigen, daß die meisten Krane, welche für eine bestimmte Maximallast berechnet sind, nur in den seltensten Fällen tatsächlich mit dieser Last zu arbeiten haben, und daß, falls dies vorkommt, die Spreizkraft des Ringes gegenüber dem gewöhnlichen Betrieb mit leichteren Lasten beträchtlicher Steigerung fähig ist. Das Gestänge für die Bewegung des Keiles sowie der Keil selbst nebst seinen Befestigungen sind mit dem 5 fachen Wert von P der Tab. Nr. 30 zu berechnen. Anordnung der Hebelgestänge ist aus den Fig. 106, 113, 117 ersichtlich. Die Ringe und Räder haben die Axialkraft des Keiles aufzunehmen, entsprechend bemessene Laufflächen sind vorzusehen.

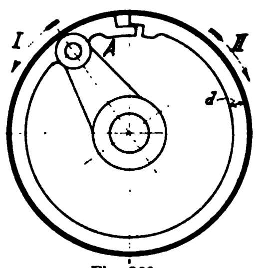


Fig. 360.

Die übliche Tourenzahl für die Königswelle ist bei Transmissionskranen 80 p. m., bei Dampf- und elektrischen (Einmotoren-) Kranen, bei Ringdurchmessern unter 250 mm bis zu 150 p. m., das ist aber die äußerste Grenze, die nicht überschritten werden sollte, weil selbst bei diesen Geschwindigkeiten die Räder bereits sehr unruhig laufen; besser bleibt man mit der Umfangsgeschwindigkeit der Kegelräder unter 2,0 m pro Sek. (vgl. § 105).

Werden kegelförmige Reibungsräder zu Wendegetrieben verwandt, so muß die angetriebene Scheibe stets aus beträchtlich härterem Material bestehen, als die treibenden Scheiben, um das Anschleifen von Flächen an die getriebene Scheibe zu verhüten. Für Kranantriebe stehen Guß-

Tabelle Nr. 30. Abmessungen und Kraftverhältnisse für Mitnehmerringe von Wendegetrieben. (Ringe zylindrisch.)

Material Gußeisen.

Ringdurchmesser mm	Ringbreite mm	Radiale Ringstärke mm	Axialkraft d. Keiles P kg	Nutzbare Umfangskraft Q kg $\mu = 0{,}1$ und höher
200	60	10	375	350— 700
250	65	12,5	500	500—1000
300	70	15	650	650—1300
350	75	17,5	800	800—1600
400	80	20	975	1000—2000
450	85	22,5	1150	1200—2400
500	90	25	1350	1400—2800
550	95	27,5	1600	1650—3300
600	100	30	1800	1900—3800

Anmerkung:
Selbst bei niederem Wert von μ kann die nutzbare Umfangskraft über den unteren Wert durch entsprechende Vergrößerung von P gesteigert werden.

eisen auf Gußeisen oder Vulkanfiber auf Gußeisen in Verwendung. Der Winkel der Reibungsflächen gegen die Achsen ist meistens 45°, der übliche Durchmesser der Scheiben schwankt zwischen 300 und 600 mm, größere Durchmesser sind selten. Als nutzbare Umfangskraft ist für kleinere Räder 25, für größere 50 kg anzunehmen bei 70 bis 100 mm Seitenlänge der sich berührenden Kegelflächen. Mit einem Reibungskoeffizienten

$$\mu = 0{,}2$$

wird der Anpressungsdruck für kleine Räder

$$P_1 = \frac{25 \cdot \sin 45^\circ}{0{,}2} = 87{,}5 \text{ kg}$$

bis

$$P_1 = \frac{50}{0{,}2} \cdot \sin 45^\circ = 175 \text{ kg}$$

für größere Räder.

Die geringe Umfangskraft bedingt zur Übertragung vorgeschriebener Leistung hohe Umfangsgeschwindigkeiten; dieselben schwanken zwischen 7,5 und 15 m/sek.

Der mechanische Wirkungsgrad derartiger Räder, unter Berücksichtigung der Lagerreibung der benachbarten Zapfen, kann im Mittel zu 0,9 angenommen werden.

§ 109. Sperräder.

a) Gezahnte Räder. Anordnung s. Fig. 361—365.

Zur Erreichung sicheren Eingriffs ist α ca $= 15°$ anzunehmen. Die Klinken sind so anzuordnen, daß sie durch ihr Eigengewicht einfallen, anderenfalls sind besondere Gewichte oder Federn zum Einklinken

erforderlich. Neuerdings werden zum Aus- und Einlegen, vorwiegend leichter Klinken, Schleppringe verwandt, welche, eine Radnabe oder dgl. umschließend, bei Drehung der Scheibe mitgenommen werden und dadurch die beabsichtigte Bewegung der Klinke herbeiführen (s. Fig. 376). Zur Verhütung von Störungen infolge Aussetzens sind stets 2—3 Klinken

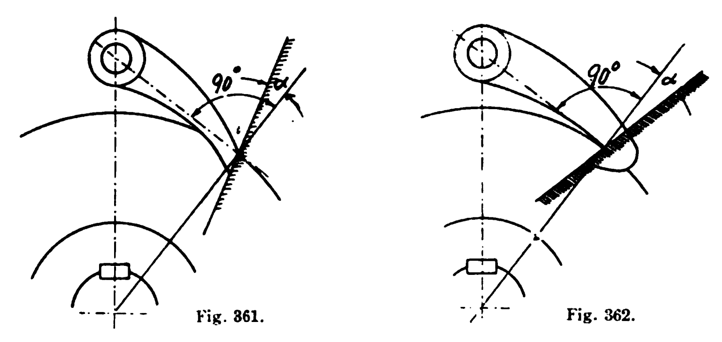


Fig. 361. Fig. 362.

zu verwenden, deren Eingriffspunkte zeitlich um $^1/_2$ bzw. $^1/_3$ der Teilung gegeneinander versetzt sind.

Die Zahnzahl und Teilung der Sperräder ist vom Entwurf selbst abhängig. Für Handwinden sitzt die Sperrscheibe auf der Kurbelwelle oder der ersten Vorgelegewelle und zwar derjenigen von beiden, welche nicht axial verschoben wird; der Außendurchmesser schwankt zwischen 100 und 200 mm, die Zahnzahl zwischen 8 und 16. Die Zahnform kann,

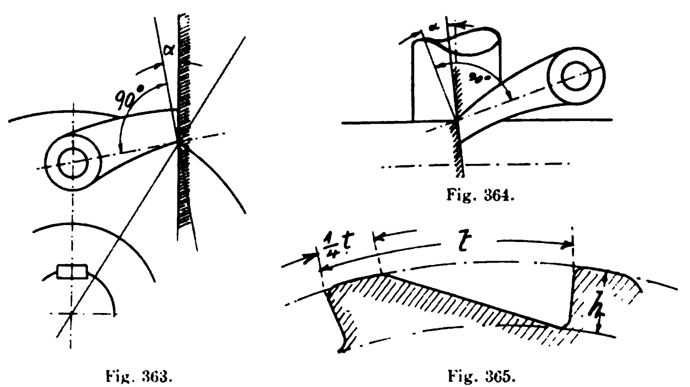


Fig. 363. Fig. 364. Fig. 365.

nach Festlegung von t, nach Fig. 365 erfolgen. Zahnspitze und -fuß sind gut auszurunden. Alsdann ist die Klinke auf exzentrischen Zug oder Druck zu rechnen und ferner der spezifische Flächendruck der Klinkenspitze in der Zahnflanke zu prüfen: derselbe soll, um Absprengen der Radzähne zu verhüten, nicht über 100 kg/qcm betragen. Wählt man

$$b = 1{,}5\,h,\ h = \frac{1}{4}\,t,$$

so wird, wenn P die Umfangskraft, $t = 0{,}3\,\sqrt{P}$.

Wird hiernach t größer als 10 cm, so ist b entsprechend zu verbreitern, so zwar, daß

$$\frac{P}{b \cdot h} < 100$$

wird.

b) Räder mit Reibungsklinken.

Dieselben sind nur mit keilförmigem Profil der Reibungsflächen praktisch brauchbar; Keilwinkel $2\alpha \sim 30°$. Die Wirkung derartiger Klinken ist bei innerem Eingriff wesentlich zuverlässiger, die Folgen der Abnutzung infolgedessen bedeutend unbedenklicher, als bei äußerem Eingriff, aus diesem Grunde verdient er unbedingten Vorzug. Anordnung s. Fig. 366.

Zur Erreichung sicherer Wirkung muß im Mittel bei

$$2\alpha = 50°,\ \mu = 0{,}1,\ \text{Winkel}$$

$$\beta \sim 20°$$

angenommen werden. Für die praktische Ausführung nutzt man mit Vorteil den ganzen Bogen von $\beta = 10°$ bis $\beta = 30°$ aus. Die Werte, zwischen

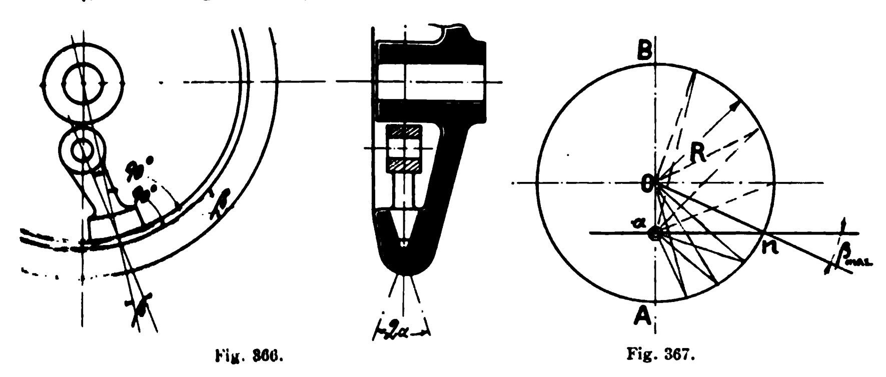


Fig. 366. Fig. 367.

denen β (Fig. 367) über den ganzen Umfang schwankt, hängen lediglich von dem Abstand des Aufhängepunktes a der Klinke ab. Zieht man $a\,n \perp OA$, so wird für Punkt $n \sphericalangle \beta$ am größten und nimmt nach A und B zu auf Null ab. Wenn man daher $a\,O = \frac{R}{2}$ annimmt, so kann man die Klinke beliebig ausbilden, ohne daß β den Wert von 30° übersteigt. Zur Vermeidung einseitiger Wirkung sind möglichst zwei diametral einander gegenüberliegende Klinken anzuordnen.

§ 110. Reibungsbremsen.

a) Allgemeines.

Über Wirkungsweise der verschiedenen Bremssysteme vgl. § 7. Bei Kranen mit Handbetrieb hat die Bremse fast ausschließlich als Haltebremse zu dienen, für die Senkperiode häufig auch als Regulierbremse. Wirkung als Verzögerungsbremse tritt nur auf, wenn beim Lastsenken mittels der Bremse durch unvorsichtige Bedienung die Last ins Stürzen

gerät. Bei Winden mit festen Handkurbeln sollen diese beim Lastsenken überhaupt nicht freigegeben werden. Seitliches Ausrücken der Kurbelwelle und Senken mittels der Bremse ist nur dort zulässig, wo scharfe Betriebskontrolle und durchaus sachgemäße Handhabung durch die Bedienung garantiert ist; es sollte in diesem Fall auch nur bei leichteren Lasten in dieser Weise gesenkt werden. Winden mit sog. Sicherheitskurbeln (vgl. § 111 a) gestatten ohne Gefahr Senken der Last mittels der Bremse, weil hier die Kurbeln, welche gleichzeitig Bremshebel sind, bei Abwärtsgang der Last nicht herumschlagen. Werden zum Regeln der Senkgeschwindigkeit sog. Schleuderbremsen verwandt, so ist eine besondere Haltebremse anzubringen.

Bei Kraftbetrieb hat die Bremse je nach Anordnung des Windwerkes als Verzögerungs-, Halte- bzw. Regulierbremse einzugreifen.

Zur Verhütung von Stößen und schädlichen Materialbeanspruchungen sollen Bremsen möglichst sanft anziehen. Regulierbremsen müssen überdies gegen Erwärmung möglichst unempfindlich sein, um Störungen durch Veränderung des Reibungskoeffizienten auszuschließen (s. später).

Bremsen sollen möglichst nahe an der Lasttrommel sitzen, um bei Bruch von Zwischengliedern Abstürzen der Last zu verhüten; in vielen Fällen ist die Bremse auf einer Zwischenwelle anzuordnen, in diesem Falle ist durch starke Bemessung der Übersetzungsglieder und ihrer Lagerung, sowie Wahl geeigneten Materials (Gußstahl für Räder) Brüchen nach Möglichkeit vorzubeugen.

b) Bandbremsen. (Vgl. § 7.)

Der Reibungskoeffizient μ kann bei in Betrieb befindlichen Anlagen unter Umständen von 0,2 bis hinauf zu 0,5 schwanken. Bei $\mu = 0{,}2$ muß noch eine zuverlässige Wirkung erreicht werden, dabei muß Abhilfe möglich sein, falls bei Ansteigen von μ auf 0,5 der Angriff ruckweise erfolgt. Es muß daher die größte Hebel- bzw. Gewichtswirkung mit $\mu = 0{,}2$ volle Sicherheit gegen Abstürzen der Last geben, Hebel und Gewichte müssen so verstellbar sein, daß bei $\mu = 0{,}5$ noch sanftes Bremsen erzielbar ist. Für Bremsen mit Gewichtsbelastung und Auslösung mittels Handhebels ist das ohne weiteres erreichbar, die Verwendung von Bremslüftungsmagneten erfordert Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Hubarbeit des Magneten.

Die Festigkeitsrechnung des Bremsbandes und Bremsgestänges hat nach Beanspruchung bei höchstem Wert von μ ($= 0{,}5$) und größter Gewichtswirkung zu erfolgen.

Der Durchmesser der Bremsscheibe richtet sich neben dem zur Verfügung stehenden Raum vorwiegend nach der Tourenzahl der betreffenden Welle (um Heißlaufen zu verhüten). Die Breite und Dicke des Bremsbandes sind mehr oder weniger vom Durchmesser der Scheibe abhängig. Tab. Nr. 31 enthält eine Aufstellung zusammengehöriger Werte, welche bewährten Ausführungen entnommen sind.

Die Festigkeitsrechnung hat die unvermeidliche Abnützung der Reibungsflächen und Verschwächungen des Querschnitts durch Niet- und Schraubenlöcher zu berücksichtigen. Die Zugabe in der Dicke für Abnutzung beträgt ca. 2 mm. Zur Verhütung von Brüchen infolge zu starker Abnützung und zur Erzielung eines hohen Reibungskoeffizienten werden die Bremsbänder häufig mit Holz oder Leder armiert. Die Adern der

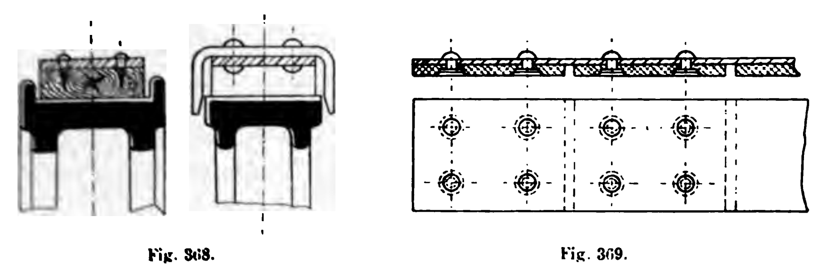


Fig. 368. Fig. 369.

Holzarmierung, für welche nur hartes, gesundes und astfreies Holz verwandt werden soll, müssen senkrecht zu den reibenden Flächen verlaufen, die Schrauben (Fig. 368) dürfen nicht so lang sein, daß sie bei geringer Abnutzung durch das Holz durchtreten. Die Befestigung des Leders erfolgt mittels Kupfernieten. (Fig. 369). Über die Endbefestigung der Bremsbänder s. Fig. 370—372; die Anordnung besonderer Kloben ist vorzuziehen, die Zugkraft muß durch die Mitte des Zapfens gehen.

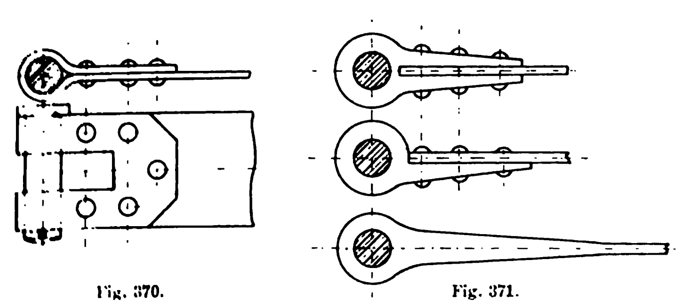


Fig. 370. Fig. 371.

Tabelle Nr. 31. Durchmesser von Scheiben für Bandbremsen, Abmessung der zugehörigen Bremsbänder.

Tourenzahl der Bremswelle pro min.	Durchmesser der Bremsscheibe mm	Bremsband	
		Breite mm	Stärke mm Ohne Zugabe f. Abnützung
< 20	bis 1000	bis 100	8—13
20—50	< 800	» 80	5—10
50—100	< 600	» 70	4—7
> 100	200—400	» 60	3—5

Beispiel: Die Zwischenwelle eines 30 t-Transmissionskranes läuft mit 25 Touren, das Lastmoment beträgt 15000 cmkg.

Der Durchmesser der Scheibe wird nach Tab. Nr. 31 zu 700 mm angenommen, der Querschnitt des mit Holz armiert gedachten Bremsbandes nach derselben Tabelle zu 70 × 7 mm. Der Umspannungsbogen wird ca. 1,5 π; hieraus ergibt Tabelle Nr. 5

$$\text{für } \mu = 0{,}2 \qquad e^{\mu\alpha} = 2{,}57$$
$$\text{für } \mu = 0{,}5 \qquad e^{\mu\alpha} = 10{,}55.$$

Wird die Anordnung der Bremse nach Fig. 48a getroffen, so wird

$$R = G \cdot \frac{l}{a} (e^{\mu\alpha} - 1).$$

Die abzubremsende Umfangskraft R ist nach dem vorausgesetzten Moment der Bremswelle

$$R = \frac{15000}{35} = 430 \text{ kg}.$$

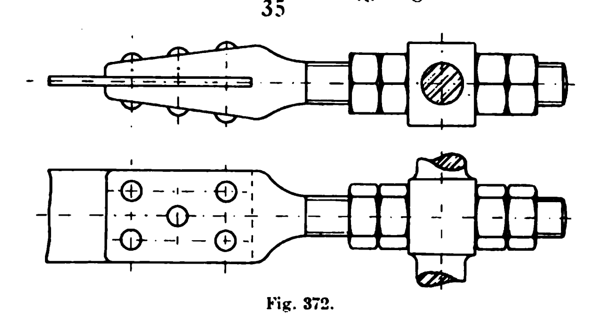


Fig. 372.

Würden a und l, vorbehaltlich späterer Korrektur zunächst zu 6 bzw. 60 cm angenommen, so wird mit $\mu = 0{,}2$

$$G = \frac{430}{10 \cdot 1{,}57} = 27{,}4 \text{ kg}.$$

Für $\mu = 0{,}5$ wird mit $G = 27{,}4$ kg

$$T_1 = 274 \text{ kg}.$$
$$T_2 = 274 \cdot 10{,}45 = 2863 \text{ kg}.$$

Der Querschnitt des Bremsbandes unter Abzug der Löcher für die Endbefestigung

$$f = 0{,}4\ (7 - 2) = 2{,}0 \text{ cm}$$

ergibt eine Materialbeanspruchung im ungünstigsten Fall

$$k = \frac{2863}{2} = 1431{,}5 \text{ kg}.$$

Das entspräche nach Tabelle Nr. 7, wenn das Bremsband aus Siemens-Martin-Stahl hergestellt wird, einer ca. 3,5 fachen Sicherheit.

Die Bremskraft würde bei $\mu = 0{,}5$

$$R = 274 \cdot 9{,}55$$
$$= 2617 \text{ kg}.$$

Da die abzubremsende Umfangskraft nur 430 kg beträgt, so würde mit $\mu = 0{,}5$ die Bremse sehr hart anziehen, das Gewicht müßte wesentlich

hereingerückt werden; erst mit $l =$ ca. 10 cm würde dieselbe Wirkung erzielt, als bei $\mu = 0{,}2$ mit $l = 60$ cm.

Die Bremse würde demnach in den erforderlichen Grenzen regulierbar sein.

Bei Handkranen findet meistens konstruktive Vereinigung der Scheibe mit einem Zahnrad oder der Trommel statt. Bei elektrischen Kranen dient vielfach die entsprechend ausgebildete Motor- etc.-Kupplung als Bremsscheibe. Das Bremsband wird seitlich durch einen Rand der Bremsscheibe oder durch Klammern gehalten (Fig. 368). Über Bremsbänder mit mehrfacher Umschlingung der Bremsscheibe vgl. Abschn. VI, Ausführungsbeispiele desgleichen.

c) Backenbremsen. (Wirkungsweise vgl. § 7b.)

Die günstigste Wirkung ist mit der doppelseitigen Bremse (Fig. 51) zu erzielen. Bei gleicher Leistung fällt die Backenbremse größer und schwerer aus als die Bandbremse, weshalb sie sich nicht für alle Fälle eignet. Wegen der Starrheit der auf Biegung zu berechnenden Backenträger greift die Bremse härter an als die Bandbremse, welche sich mit allmählich zunehmenden Umschließungsbogen um die Bremsscheibe legt. Durch Anordnung einer Spannfeder kann die Wirkung gemildert werden. Der Lösungsweg der Backenbremsen kann kürzer gewählt werden als für Bandbremsen, das ist bei Verwendung von Bremslüftungsmagneten bisweilen sehr erwünscht.



Fig. 373.

Backenbremsen in der Anordnung der Fig. 51 wirken für beide Drehrichtungen gleich. Als Regulierbremsen können Backenbremsen im allgemeinen nicht verwandt werden, sie erwärmen sich zu stark. Bei der Verwendung als Verzögerungsbremse darf der spezifische Flächendruck für Holz und Leder auf Eisen nicht höher als 5 kg/qcm und für Gußeisen auf Gußeisen, wenig geschmiert, nicht höher als 10 kg/qcm angenommen werden. Die Gleitgeschwindigkeit der Reibungsflächen im Moment des Eingreifens der Bremse sollte 7,5 m/sek. nicht überschreiten, sonst werden die Bremsen selbst als Verzögerungsbremsen bei lebhaftem Betrieb zu heiß.

Beispiel: Vergleich einer Backenbremse mit einer Bandbremse gleicher Wirkung:

Die Bremsscheibe sitzt auf der Welle des Hubmotors, dessen normale Tourenzahl $n = 960$ p. m. Entsprechend einem $v < 12$ m/sek. wird der Durchmesser der Bremsscheibe zu 200 mm angenommen, das entspricht einem v von $\frac{0{,}2 \cdot \pi \cdot 960}{60} = 10$ m/sek. Die abzubremsende Umfangskraft R betrage 75 kg.

Für die Bandbremse mit einfachem Bremshebel (Fig. 48 a) wird mit

$$\mu = 0{,}2, \quad \frac{l}{a} = 10, \quad \alpha = 1{,}5\,\pi$$

$$G = \frac{75}{10 \cdot 1{,}57} = 4{,}8\,\text{kg}.$$

Für die doppelseitige Backenbremse (Fig. 51) hat im Mittel jede Hälfte 37,5 kg abzubremsen (je nach der Umlaufrichtung die eine Hälfte etwas mehr, die andere etwas weniger, vgl. § 7 b). Bei $\mu = 0{,}2$ ist jede Backe mit $\frac{37{,}5}{0{,}2} = 187{,}5$ kg an die Scheibe zu pressen (die erforderliche Berührungsfläche muß mindestens $\frac{375}{5} = 75$ qcm groß sein); das bedingt eine Schließungskraft am Ende jeder Backe von ca. 100 kg. Hierdurch ist bei einer Hebelübersetzung 1 : 10 wie oben, ein Gewicht von 20 kg erforderlich.

Bei keilförmigen Bremsflächen ($\alpha =$ ca. 15°) wird die Wirkung des Gewichtes im Verhältnis $\mu : \frac{\mu}{\sin\alpha}$ vergrößert. Bei mehr als einer Nut ist Einschleifen unter geringem Druck zu empfehlen.

Wenn Backenbremsen mit Federn angezogen werden sollen, so sind nur ganz weiche Federn zu wählen, damit die Beanspruchung derselben möglichst niedrig liegt und bei Abnutzung der Bremsflächen die Bremskraft nicht vermindert wird. (Vgl. Fußnote 2 zu S. 119.)

Die Beckersche Geschwindigkeitsbremse (Fig. 373) ist eine Backenbremse mit innerem Angriff der Bremsbacken. Dieselben werden durch Zentrifugalwirkung in Tätigkeit gesetzt, die mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zunimmt; die Lösung der Bremse erfolgt durch Federwirkung bei abnehmender Umlaufzahl. Diese Bremsen wirken nicht als Haltebremsen, zum Abstützen der Last ist eine besondere Haltebremse erforderlich.

d) Scheiben- und Lamellenbremsen. (Wirkung s. § 7 b.)

Die Bremsflächen sind wie bei den Backenbremsen eben oder keilförmig. Bei keilförmigen Bremsflächen empfiehlt sich Einschleifen unter geringem Druck. Da der spezifische Flächendruck nach der Achse zu beträchtlich ansteigt, außerdem die Wärmeableitung in der Nähe der Achse gegenüber dem äußeren Umfang schwierig ist, so sind die Bremsflächen im Zentrum der Scheiben möglichst auszusparen, weil sonst das Material dort leicht frißt. Zweckmäßig wähle man

$$D_i \gtrless 0{,}7\, D_a.$$

Als Material sind Stahl auf Bronze oder Gußeisen auf Bronze gebräuchlich.[1]) Die Arbeitsflächen müssen durchaus sauber sein. Für entsprechende Schmierung ist Sorge zu tragen. Bei Verwendung als Verzögerungs- und

[1]) Neuere Ausführungen der Benrather Maschinenfabrik zeigen Vulkan-Fiber auf Gußeisen.

Haltebremse lasse man spezifische Flächendrücke über 5 kg/qcm und Gleitgeschwindigkeiten über 10 m/sek. nicht zu. Die Verwendung dieser Bremsen als Regulierbremsen setzt dem spezifischen Flächendruck und der Gleitgeschwindigkeit ziemlich enge Grenzen. Sorgfältige Schmierung, welche für Regulierbremsen Vorbedingung dauernd störungsfreien Betriebes ist, vorausgesetzt, darf die pro 1 qcm wirksamer Bremsfläche (des ruhenden oder bewegten Scheibensystems) abzubremsende Arbeit 0,6 sek. m kg nicht überschreiten. Dies ergibt mit $\mu = 0{,}1$ für verschiedene spezifische Flächendrücke p in kg/qcm als zulässige höchste Gleitgeschwindigkeit v in m/sek. die nachstehend angegebenen Werte:

p	v
$p = 0{,}5$ kg/qcm	$v = 12$ m/sek.
1,0 »	6 »
1,5 »	4 »
2,0 »	3 »
2,5 »	2,4 »

Für die Schmierung von Regulierbremsen (am besten Ölbad) ist nur bestes Öl von nicht zu tiefem Siedepunkt geeignet.

§ 111. Vereinigung von Sperrädern und Bremsen. Es sind zwei Hauptsysteme zu unterscheiden:

a) Gewöhnliche Sperradbremsen.

Dieselben bestehen im wesentlichen aus einem, auf einer der Windwerkswellen fest aufgekeiltem Sperrad, dessen Klinken in den Armen der lose auf der Achse drehbaren Bremsscheibe, welche meistens das Sperrad umgibt (Taf. VII Fig. 2), gelagert sind. Die Klinken sind Zahnklinken oder Reibungsklinken. Die Bremsscheibe wird durch das umgelegte Bremsband mittels Gewichtshebels oder Differentialwirkung (§ 7a) festgezogen. Die Sperrklinken gestatten eine Drehung der betreffenden Welle im Sinne der aufsteigenden Last. In der Höchststellung findet Selbstsperrung statt. Senken der Last ist nur nach Anheben des Bremshebels möglich.

Werden derartige Bremsen für Handbetrieb verwendet, so muß das Lastsenken, wenn nicht ausrückbare Vorgelege vorhanden sind, wegen der herumschlagenden Kurbeln mit besonderer Vorsicht geschehen. Durch Vereinigung von Kurbel und Bremshebel wird diesem Übelstande abgeholfen (Sicherheitskurbeln, vgl. schematische Fig. 374). Zum Zwecke der gewünschten Wirkung ist die Verbindung von Bremse und Sperrad von der Anordnung der gewöhnlichen Sperradbremse etwas verschieden: Das Sperrad b sitzt lose drehbar auf der Welle und kann unter der am Windengestell festgelagerten Sperrklinke a hindurch im Sinne der aufwärtsgehenden Last frei gedreht werden. Neben dem Sperrad sitzt die fest auf die Welle gekeilte Bremsscheibe e. Das bremsende Organ c (Bremsband, Bremsbacken, Spreizring od. dgl.) ist unter Vermittelung von Federwirkung derart mit dem Sperrad verbunden, daß dieses im Ruhezustand durch Reibungsschluß des bremsenden Organs mit der Bremsscheibe

gekuppelt wird. Durch einen als Kurbel ausgebildeten Hebel *d* wird bei Drehung im Sinne des Aufwärtsganges die Federwirkung des Bremsorganes verstärkt, durch den festen Reibungsschluß werden Kurbel, Sperrrad und Bremsscheibe in ein Stück vereinigt, das Aufwinden geschieht wie mit einer gewöhnlichen Kurbel und Sperrad. Wird die Kurbel frei gegeben, so bleibt der Reibungsschluß infolge der Federwirkung noch groß genug, daß sich die Last an den Sperrklinken abstützen kann. Wird die Kurbel rückwärts gedreht (Drehung nur um den Betrag des Lösungsweges der Bremse möglich), so wirkt die Vorrichtung wie eine gewöhnliche Senksperrbremse. Hauptvertreter dieses Systems sind die Sicherheitskurbeln von Bechem und Keetman, Nagel & Kämp und Stauffer und Mégy.

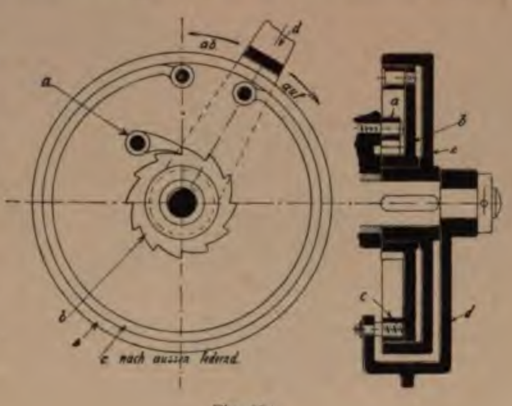


Fig. 374.

b) Drucklagerbremsen.

Dieselben sind von Becker mit Erfolg in die Praxis eingeführt, die Benrather Maschinenfabrik hat, besonders für schwerere Krane, bemerkenswerte Spezialkonstruktionen entwickelt. Die Ausbildung dieser Bremsen geht von dem Grundgedanken aus, den mit der Last wechselnden Axialschub der Schnecke eines Schneckengetriebes als Bremskraft zu verwenden; dies geschieht fast ausschließlich mittels einer Scheiben- oder Lamellenbremse. Schematische Skizze s. Fig. 375. Der Axialschub der Schnecke, ca. gleich der Umfangskraft des Schneckenrades, wird von der fest aufgekeilten Bremsscheibe *a* auf die lose drehbare, mit einem Sperrad fest verbundene Gegenscheibe *b* und von dieser auf die Stirnfläche des Lagers *c* übertragen. Bei Aufwinden der Last gestattet die fest im Gestell gelagerte Sperrklinke freie Drehung der Gegenscheibe *b* (die Reibung am Lager *c* wird durch Anordnung eines Kugeldrucklagers nach Möglichkeit reduziert), es findet keine Bremsung statt. Im

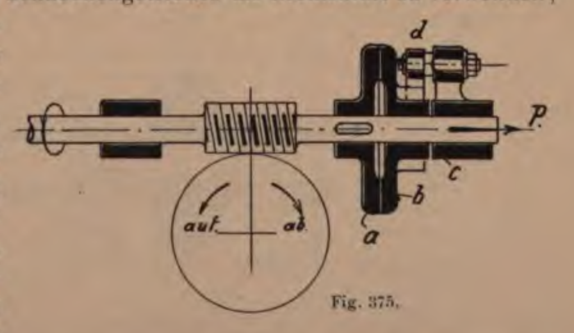


Fig. 375.

Moment der Bewegungsumkehr fällt die Sperrklinke *d* ein, *b* wird festgehalten; es findet Bremsung statt, deren Wirkung je nach Wahl der Reibungsverhältnisse und Größe der Belastung verschieden ausfällt. Die im Sinne der Lastsenkung gedrehte Schneckenwelle sucht die durch das Lastmoment der Schneckenradwelle belastete Bremse zu entlasten.

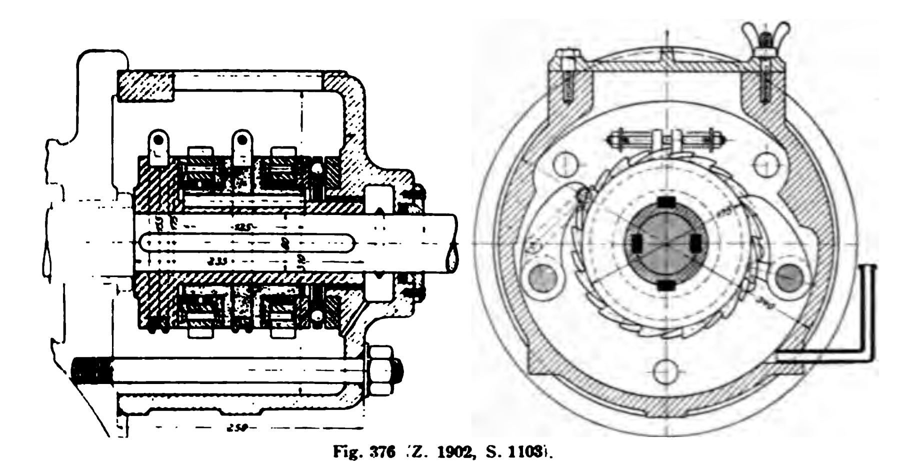


Fig. 376 (Z. 1902, S. 1103).

Diese Bremsen sind bei richtiger Bemessung der Bremsflächen (s. § 110d) und sachgemäßer Instandhaltung als Regulierbremsen gut geeignet, sie schließen das Durchgehen schwerer Lasten aus, ohne anderseits den Motor übermäßig zu belasten. Bei Antrieb durch Serienmotoren sind die Geschwindigkeitsverhältnisse für Senken des leeren Hakens zu prüfen, um zu hohe Tourenzahlen des schwach belasteten Motors auszuschließen. Ausführung der Benrather Maschinenfabrik s. Fig. 376.

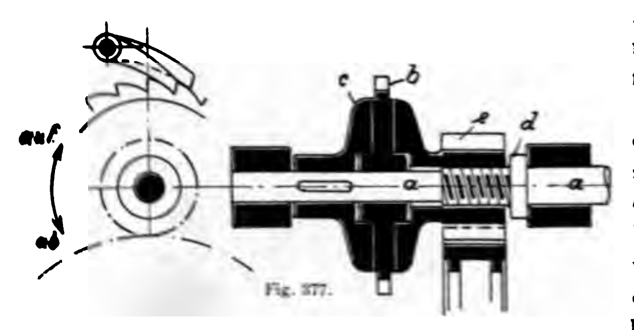


Fig. 377.

Soll das Prinzip der Drucklagerbremse für Windwerke ohne Schneckenrad-Übersetzung angewandt werden, so ist der axiale Schub künstlich zu erzeugen. Das geschieht durch die in Fig. 377 schematisch angedeutete Konstruktion: die Welle *a* wird für Aufwärtsgang der Last so gedreht, daß das mit Gewinde auf dieselbe aufgesetzte Ritzel *e* sich unter dem Einfluß des Lastmomentes fest gegen die Bremsscheibe *b* legt, die zwischen Ritzel und Gegenscheibe *c* eingeklemmt wird, sich daher mit der Welle und dem Ritzel dreht. Bei stillstehendem Windwerk wird der Bremsschluß durch

das im Sinne der Abwärtsbewegung wirkende Lastmoment bei stillstehender Welle *a* erhalten, die Bremsscheibe durch die Sperradverzahnung und fest am Gestell gelagerte Sperrklinken an der Drehung verhindert und auf diese Weise die Last abgestützt. Bei Abwärtsgang ist die Wirkung der Bremse für schwere und leichte Last verschieden. Ist das Lastmoment so groß, daß es das Windwerk einschließlich des Ritzels *e* selbsttätig antreibt, so bleibt bei Abwärtsgang der Bremsschluß bestehen, der Motor hat die zur Aufhebung der Selbstsperrung (s. später) erforderliche Umfangskraft zu äußern. Muß bei sehr kleinem Lastmoment der Motor das ganze Windwerk antreiben, so schraubt sich unter Aufhebung des Bremsschlusses das Ritzel gegen den Bund *d* der Welle *a*, es erfolgt dann Antrieb des Windwerks wie bei fester Verbindung. Die an dieser Stelle unter Umständen eintretende Festkeilung des Gewindes kann Ursache zu ernsten Störungen bei Arbeiten mit schweren Lasten im Anschluß an Bewegungen mit leerem Haken geben; absolute Verhütung dieser Störungen bedingt die Anordnung eines Mitnehmerknaggens (Fig. 378), welcher der Bremse genügend Spiel läßt.

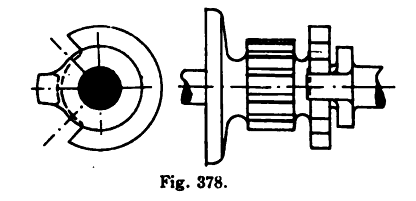


Fig. 378.

Diese Bremsen sind in ihrer Wirkung sehr abhängig von dem Zustand der Bremsflächen und mehr noch von dem Reibungskoeffizienten im Gewinde des Ritzels; das geht aus dem Wirkungsschema Fig. 379 und den zugehörigen Kräfteplänen hervor. Die Bremse ist durch zwei Keile k_1 und k_2 ersetzt gedacht, die zwischen zwei festen Führungen (Bremsflächen) gleiten; die durch das Lastmoment der Welle *a* (Fig. 377) erzeugte Kraft P_1 wirkt auf k_1, die zur Erzielung vollständiger Sperrung erforderliche Gegenkraft P_2 auf k_2. Die Zerlegung von P_1 und P_2 an den Berührungsflächen ist in Fig. 379a angedeutet, sämtliche Kräfte sind in Fig. 379d zu einem Kräfteplan vereinigt.

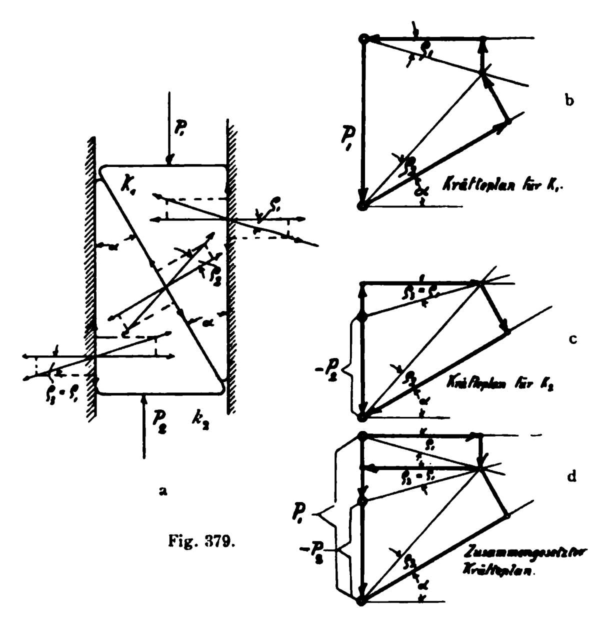


Fig. 379.

Unter der Annahme zunächst, daß an der gemeinsamen Berührungsfläche der Keile (d. h. im Gewinde der Fig. 377) keine Reibung besteht, wird Selbstsperrung erreicht in dem Moment, in dem der Reibungswinkel ϱ_1 gleich dem Keilwinkel α (Steigungswinkel des Gewindes) wird. Solange $\varrho_1 < \alpha$, muß zur vollständigen Sperrung eine Gegenkraft aufgewandt werden. Wird $\varrho_1 > \alpha$, so muß zur Einleitung der Abwärtsbewegung an k_2 eine Kraft P_2 im Sinne der Abwärtsbewegung angreifen, es findet eine Belastung des Motors statt. Ist der mittlere Durchmesser der Bremsflächen größer als der mittlere Gewindedurchmesser, so muß die Übersetzung berücksichtigt werden; ist z. B. der Bremsradius gleich dem doppelten Gewinderadius, so tritt Selbstsperrung bereits ein, wenn $\varrho_1 =$ ca $\frac{\alpha}{2}$ ($tg\ \varrho = \frac{1}{2}\ tg\ \alpha$) ist.

Die in der gemeinsamen Berührungsfläche der Keile (d. h. im Gewinde) herrschende Reibung wirkt der Selbstsperrung entgegen. Solange eine Gegenkraft vorhanden ist, wird daraus keine nachteilige Wirkung entstehen, sondern erst dann, wenn diese Gegenkraft aufhört. Das tritt bei Windwerken, und zwar beim Senken schwerer Lasten, ein; der Motor, dessen Massen zunächst beim Anlauf zu beschleunigen sind, wird nach Einschalten des Anlassers außer vom Strom auch von der sinkenden Last beschleunigt angetrieben, es ist also eine durch die Massen des Motorankers erzeugte Gegenkraft in der Bremse vorhanden; zu Ende der Anlaßperiode fällt aber diese Gegenkraft, bis schließlich die Sperrung aufgehoben wird; die Last gerät dann ins Stürzen, bis die Geschwindigkeitsvermehrung wieder eine genügende Gegenkraft des Motors verursacht. Bei Hauptstrommotoren würde in diesem Fall die Last mit dem Motor durchgehen, bei Drehstrommotoren mit kurzgeschlossenem Anker würde die Last schrittweise abrutschen, ohne vollständig ins Stürzen zu geraten; bei vorgeschaltetem Ankerwiderstand allerdings könnte auch hier die Last mit dem Motor durchgehen.

Besteht auf der einen Seite die Gefahr des Auftretens unkontrollierbarer Senkgeschwindigkeiten infolge Aufhebung der Selbstsperrung, so wird bei kräftiger Selbstsperrung der Motor stark belastet und die Bremse so heiß, daß bei längerem angestrengten Betrieb Störungen zu gewärtigen sind.

Die Konstruktion zuverlässiger Bremsen dieser Gattung ist eine sehr schwierige Aufgabe. Für die Prüfung bei Inbetriebsetzung ist daher andererseits eingehende Gründlichkeit unerläßlich; die Betriebsüberwachung muß mit peinlicher Sorgfalt geschehen.

§ 112. Laufräder und Schienen. Die Belastung eines Laufrades vom Durchmesser D (cm) und der wirksamen Breite b darf im Höchstfall $Q = k \cdot D \cdot b$ betragen, worin nach Bach

für Gußeisen auf Stahlschiene $k = 25$,
für Stahl auf Stahlschiene $k = 60$

angenommen werden kann. Für die Berechnung von Q ist sorgfältige Untersuchung der ungünstigsten Belastungsweise erforderlich (Vgl. Abschn. V).

Die Laufräder für geradlinige Fahrbewegung erhalten gerade Lauffläche und für gewöhnlich doppelte Spurkränze. Die Hohlkehle an der Wurzel des Spurkranzes muß schärfer sein als die Rundung der Schienenkante (s. Fig. 380). Sämtliche gemeinsam angetriebenen Laufräder eines Fahrwerkes müssen genau gleichen Durchmesser haben, um Klemmungen und Arbeitsverluste nach Möglichkeit zu vermeiden.

Laufräder werden fast ausschließlich als Scheibenräder mit Verstärkungsrippen ausgeführt; der Entwurf muß günstige Lastübertragung vom Kranz auf die Nabe vorsehen (Fig. 381). Die Räder werden entweder fest auf die Achse gesetzt und durch ein Zahnrad gemeinsam angetrieben (üblich vorwiegend bei Laufkatzen der Dreimotorenkrane und Lokomotivkranen), oder sie werden mit Lagerbüchsen versehen und drehen sich lose auf der feststehenden Achse; in diesem Fall erfolgt der Antrieb durch einen Zahnkranz. Die Lagerstellen der Räder sind möglichst lang zu wählen, über zulässige spezifische Flächendrücke s. Tab. Nr. 24.

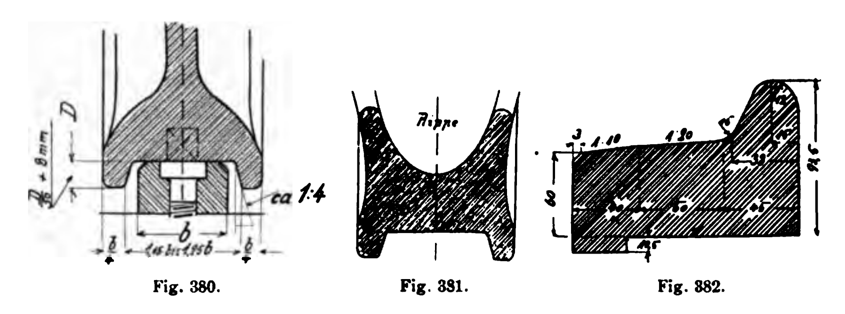


Fig. 380. Fig. 381. Fig. 382.

Laufräder für Lokomotivkrane, die häufig Kurven befahren müssen, erhalten zweckmäßig schwach konische Laufflächen und nur einen Spurkranz, um das Passieren der Kurven zu erleichtern; die Räder werden hier meistens mit besonderen, geschmiedeten Stahlbandagen versehen (Fig. 382).

Mit der Fahrgeschwindigkeit eines Kranes wächst bei größerer Spurweite (Laufkrane) die Neigung zum Ecken. Für schnellfahrende Krane sind deshalb neben besonders kräftigen Diagonalverbänden möglichst große Radstände zweckmäßig. Das Verhältnis von Radstand zu Spannweite wähle man bei Spannweiten

unter	10 m	ca. $^1/_4$—$^1/_5$
von 10—20	»	$^1/_5$—$^1/_6$
über	20 »	$^1/_6$—$^1/_8$.

Die größeren Werte gelten für schwerere Lasten.

Die Fahrbremse schnellfahrender Laufkrane darf nicht zu scharf eingreifen, besonders wenn der Kran unter freiem Himmel arbeitet, weil bei glatten Schienen (Rauhfrost) leicht die Räder festgebremst werden, und

dadurch bei verschiedener Glätte auf beiden Schienen oder einseitiger Laststellung unter Umständen heftiges Ecken eintritt, durch das Brüche an den Spurkränzen verursacht werden.

Laufräder für kreisförmige Laufbahnen können noch mit Vorteil zylindrisch ausgeführt werden, wenn das Verhältnis von wirksamer Rollenbreite zum mittleren Durchmesser der Rollenbahn nicht mehr als ca. $^1/_{20}$ beträgt. Konische Laufrollen ergeben stets einen Axialschub, welcher durch entsprechende Laufflächen aufzunehmen ist. Sind mehrere solcher Rollen zu einem Rollenkranz vereinigt, so muß derselbe gegen die Schwenkachse zentriert werden.

Laufrollen für die Stützlager von Kransäulen werden mit festen Lagern versehen oder gleichfalls zu einem Rollenkranz vereinigt. In diesem Fall sind besondere Stützrollen anzuordnen (Fig. 176).

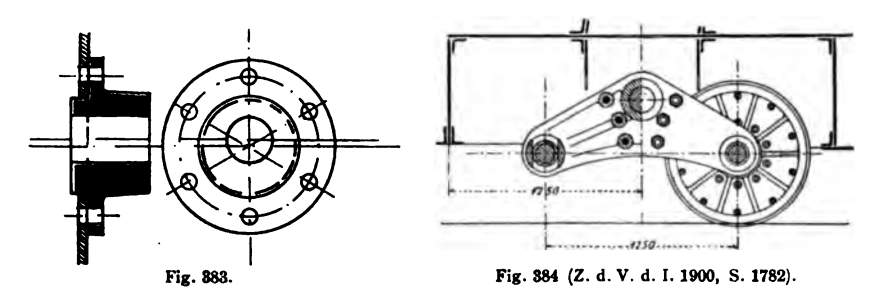


Fig. 383.

Fig. 384 (Z. d. V. d. I. 1900, S. 1782).

Fig. 383 zeigt Lagerkonstruktion für einstellbare Stützrollen nach Ausführung der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft. Die Lauffläche des Lagers liegt exzentrisch zur Stützfläche. Der Flansch wird erst nach Einstellung des Lagers bei Montage gebohrt.

Sind zur Aufnahme eines bestimmten Raddruckes mehrere Laufräder erforderlich, so muß durch Balanciervorrichtungen für gleichmäßige Lastverteilung auf die Laufräder einer Gruppe gesorgt werden (Fig. 384).

Als Laufschienen für ganz leichte Krane dienen häufig die Kranträger selbst (Fig. 80—82), im übrigen werden stets besondere Schienen auf die Träger aufgesetzt; Profil nach Fig. 380 (für Laufkrane meist das gebräuchliche) oder gewöhnliche Eisenbahn-(Vignoles-)schiene. Die Schienen müssen sorgfältig gelegt, sicher gelagert und solide befestigt werden; Unebenheiten der Schienenstöße oben und an den Seiten sind sauber auszugleichen. Da bisweilen bei schlechtem Untergrund der Unterbau der Kranbahn Veränderungen unterliegt, so sind Prüfung der horizontalen Lage durch Abnivellieren und Beobachtung der Spurkränze auf genügendes seitliches Spiel zu empfehlen.

Erforderliche Antriebskraft für Laufrollen s. § 6.

Ausführliche Beispiele s. Abschn. VI.

§ 113. Kurbeln und Kurbelwellen. Ausführungsformen von Kurbeln s. Fig. 385, die eingeklammerten Zahlen gelten für Bedienung durch zwei Mann. Kurbelwellen sind ca. 1 m über dem Standort für die Bedienung zu lagern; die beiden Kurbeln einer Welle werden gegeneinander um 90 oder 120° versetzt. Zur Sicherung der eingestellten Lage ausrückbarer Kurbeln oder Wellen für auswechselbare Übersetzungen werden sogenannte auslösbare Fallen verwandt, welche, fest im Gestell gelagert, zwischen passend eingestellte Stellringe der betreffenden Welle greifen (Fig. 386).

Sicherheitskurbeln s. § 111 a.

§ 114. Rohre für Druckwasser. Bis 40 mm Durchmesser werden meistens Schmiedeeisen-(Stahl-) Rohre verwandt, für Durchmesser über 40 mm Gußeisen. Über Bestimmung der Rohrdurchmesser s. § 68.

G u ß e i s e n r o h r e für Betriebsdrücke bis zu 10 kg/qcm erhalten Abmessungen nach Tab. Nr. 32; für Hochdruckleitungen berechnet man die Wandstärke unter der Voraussetzung, daß die Rohre stehend gegossen werden, nach der Bachschen Formel:

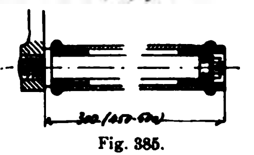


Fig. 385.

$$r_a = r_i \cdot \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_o}{k_z - 1{,}3\,p_o}} + a,$$

worin r_a = halber äußerer Rohrdurchmesser in cm,
r_i = » innerer » » »
p_o = höchster Betriebsdruck in kg/qcm = Akkumulatordruck,
$k_z \leqq 200$ kg/qcm, vgl. Tab. Nr. 6, Spalte b),
a = 0,9 cm für kleine, 0,3 cm für größere Durchmesser.

Jedes Rohrstück, Paßstück etc. ist mit einem Probedruck zu prüfen, welcher bis zu 10 kg/qcm Betriebsdruck gleich dem doppelten, über 10 kg/qcm gleich dem 1,5 fachen Betrage desselben angenommen wird. Übliche Rohrlängen sind für Hochdruckleitungen die gleichen wie für Niederdruck (vgl. Tab. Nr. 32). Die Flanschstärke wird nach bewährten Ausführungen ca. $2\,(r_a - r_i)$ bis $3\,(r_a - r_i)$. Die Aussparungen in den Stirnflächen der Flanschen müssen schädliche Zusatzbeanspruchungen durch die Schrauben möglichst ausschließen (Fig. 387). Der Übergang von Rohrwandung zum Flansch ist durch einen lang-

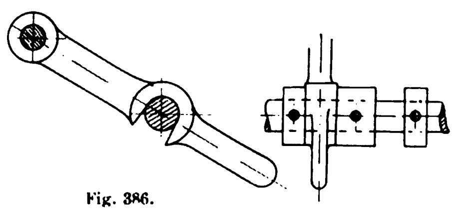


Fig. 386.

Tabelle Nr. 32. Deutsche Normaltabelle für

Gemeinschaftlich aufgestellt von dem Vereine deutscher Ingenieure und

Lichter Durchmesser D	Normal-Wanddicke δ	Äußerer Rohrdurchmesser $D_1 = D + 2\delta$	Muffenrohre										
			Übl. Baulänge L	Muffen							Gewicht		
				Muffentiefe	Bleifugendicke f	lichte Weite $D_2 = D_1 + 2f$	Wanddicke $y = 1{,}4\delta$	Äusser. Durchm. $= D_2 + 2y$	Wulst: Dicke u. Breite $x = 7 + 2\delta$	Wulst: Durchmesser $= D_2 + 2x$	der Muffe	p. lfd. m Baulänge: exkl. Muffe	p. lfd. m Baulänge: inkl. Muffe abgerundet
mm	mm	mm	m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg	kg
40	8	56	2	74	7	70	11	92	23	116	2,2	8,75	10
50	8	66	2	77	7,5	81	11	103	23	127	2,8	10,57	12
60	8,5	77	2	80	7,5	92	12	116	24	140	3,4	13,26	15
70	8,5	87	3	82	7,5	102	12	126	24	150	4,0	15,20	16,5
80	9	98	3	84	7,5	113	12,5	138	25	163	4,6	18,24	20
90	9	108	3	86	7,5	123	12,5	148	25	173	5,3	20,29	22
100	9	118	3	88	7,5	133	13	159	25	183	6,0	22,34	24
125	9,5	144	3	91	7,5	159	13,5	186	26	211	7,8	29,10	32
150	10	170	3	94	7,5	185	14	213	27	239	9,7	36,44	40
175	10,5	196	3	97	7,5	211	14,5	240	28	267	11,7	44,36	48
200	11	222	3	100	8	238	15	268	29	296	13,8	52,86	58
225	11,5	248	3	100	8	264	16	296	30	324	16	61,95	68
250	12	274	4	103	8,5	291	17	325	31	353	19	71,61	77
275	12,5	300	4	103	8,5	317	17,5	352	32	381	22	81,85	87
300	13	326	4	105	8,5	343	18	379	33	409	25	92,68	99
325	13,5	352	4	105	8,5	369	19	407	34	437	28	104,08	111
350	14	378	4	107	8,5	395	19,5	434	35	465	31	116,07	124
375	14	403	4	107	9	421	20	461	35	491	34	124,04	133
400	14,5	429	4	110	9,5	448	20,5	489	36	520	37	136,89	147
425	14,5	454	4	110	9,5	473	20,5	514	36	545	41	145,15	155
450	15	480	4	112	9,5	499	21	541	37	573	45	158,87	170
475	15,5	506	4	112	9,5	525	21,5	568	38	601	49	173,17	185
500	16	532	4	115	10	552	22,5	597	39	630	54	188,04	202
550	16,5	583	4	117	10	603	23	649	40	683	62	212,90	228
600	17	634	4	120	10,5	655	24	703	41	737	72	238,90	257
650	18	686	4	122	10,5	707	25	757	43	793	84	273,86	295
700	19	738	4	125	11	760	26,5	813	45	850	97	311,15	336
750	20	790	4	127	11	812	28	868	47	906	112	350,76	379
800	21	842	4	130	12	866	29,5	925	49	964	128	392,69	425
900	22,5	945	4	135	12,5	970	31,5	1033	52	1074	162	472,76	513
1000	24	1048	4	140	13	1074	33,5	1141	55	1184	197	559,76	609
1100	26	1152	4	145	13	1178	36,5	1251	59	1296	240	666,81	728
1200	28	1256	4	150	13	1282	39	1360	63	1408	295	783,15	857

gußeiserne Muffen- und Flanschenrohre.

dem Deutschen Verein von Gas- und Wasserfachmännern; **revidiert 1882.**

	Flanschenrohre										
	Flanschen								Gewicht		
				Schrauben			Dichtungsleiste				
					Dicke						
Übliche Baulänge	Durchmesser	Dicke	Lochkreisdurchm.	Anzahl	engl. Zoll		Breite	Höhe	einer Flansche	pro lfd. m Baulänge	Lichter Durchmesser D
m	mm	mm	mm			mm	mm	mm	kg	kg	mm
2	140	18	110	4	1/2	13	25	3	1,89	10,64	40
2	160	18	125	4	5/8	16	25	3	2,41	12,98	50
2	175	19	135	4	5/8	16	25	3	2,96	16,22	60
3	185	19	145	4	5/8	16	25	3	3,21	17,34	70
3	200	20	160	4	5/8	16	25	3	3,84	20,80	80
3	215	20	170	4	5/8	16	25	3	4,37	23,20	90
3	230	20	180	4	3/4	19	28	3	4,96	25,65	100
3	260	21	210	4	3/4	19	28	3	6,26	33,27	125
3	290	22	240	6	3/4	19	28	3	7,69	41,57	150
3	320	22	270	6	3/4	19	30	3	8,96	50,33	175
3	350	23	300	6	3/4	19	30	3	10,71	60,00	200
3	370	23	320	6	3/4	19	30	3	11,02	69,30	225
3	400	24	350	8	3/4	19	30	3	12,98	80,26	250
3	425	25	375	8	3/4	19	30	3	14,41	91,46	275
3	450	25	400	8	3/4	19	30	3	15,32	102,89	300
3	490	26	435	10	7/8	22	35	4	19,48	117,07	325
3	520	26	465	10	7/8	22	35	4	21,29	130,26	350
3	550	27	495	10	7/8	22	35	4	24,29	140,23	375
3	575	27	520	10	7/8	22	35	4	25,44	153,85	400
3	600	28	545	12	7/8	22	35	4	27,64	163,58	425
3	630	28	570	12	7/8	22	35	4	29,89	178,80	450
3	655	29	600	12	7/8	22	40	4	32,41	194,78	475
3	680	30	625	12	7/8	22	40	4	34,69	211,17	500
3	740	33	675	14	1	26	40	5	44,28	242,42	550
3	790	33	725	16	1	26	40	5	47,41	270,51	600
3	840	33	775	18	1	26	40	5	50,13	307,28	650
3	900	33	830	18	1	26	40	5	56,50	348,82	700
3	950	33	880	20	1	26	40	5	59,81	390,63	750

gestreckten Kegel und schlanke Hohlkehlen zu bilden. Bis zu 100 mm lichtem Rohrdurchmesser sind zwei Verbindungsschrauben üblich, über 100 mm sind vier und mehr Schrauben anzunehmen. In Fig. 388 sind Flanschen der Hochdruckleitung für die hydraulische Anlage des Frei-

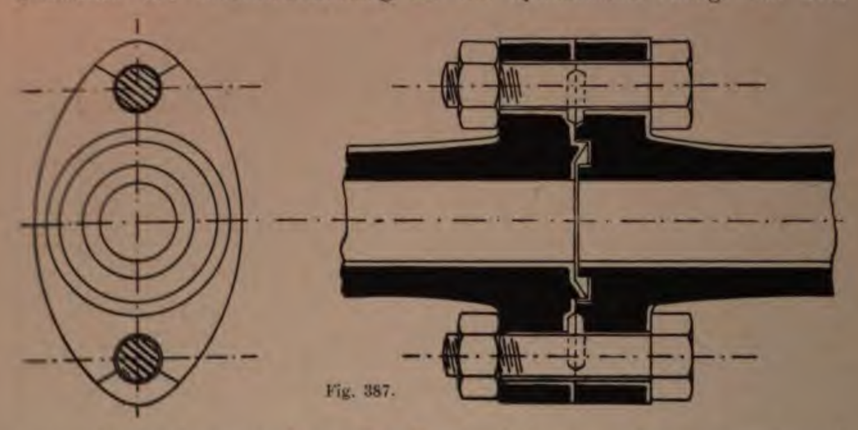


Fig. 387.

hafens in Stettin angegeben; dieselbe ist bei 130 und 140 mm ϕ noch mit zwei Schrauben gedichtet.

Die Schraubenentfernung ist möglichst unter 160 mm zu halten. Die Bestimmung der Schraubenstärke kann nach § 88 erfolgen.

Das Dichtungsmaterial muß in besonderen Nuten liegen, damit es nicht herausgepreßt werden kann. (Fig. 389). Für Hochdruckleitungen hat sich Rundgummidichtung (Fig. 387, 388, 390) besonders gut bewährt. Die Schnur, welche an den Enden abgeschrägt und mit Gummilösung verklebt wird, ist vor dem Einlegen trocken mit Flockengraphit einzureiben. Es ist nur allerbester Weichgummi zu verwenden; Durchmesser der Schnur 5—10 mm.

Für Schmiedeeisenrohre läßt sich die Wandstärke nicht ohne weiteres durch eine Formel bestimmen, die Festigkeit hängt zu sehr von der Art der Fabrikation, der Befestigungsart der Flanschen, der Behandlung beim Biegen etc. ab. Man kann in einem gegebenen Falle die auftretende Spannung nach der Bachschen Formel

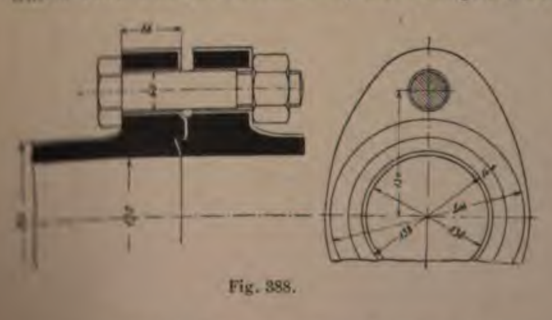


Fig. 388.

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_e}{k_z - 1{,}3\, p_e}}$$

prüfen, wobei k_z für stumpfgeschweißte Röhren 400 kg/qcm, für überlappt geschweißte Röhren 600 kg/qcm nicht überschreiten sollte. Für nahtlose Röhren (Mannesmann, Ehrhardt) kann k_z bis zu 800 kg/qcm steigen.

Die Flanschen werden entweder mit Gewinde aufgesetzt und verlötet, oder sie sitzen lose auf dem Rohr und legen sich hinter einen mit Gewinde auf das Rohr gesetzten Bordring, welcher die Dichtungsfläche trägt (Fig. 391—393). Die Dichtung erfolgt auch hier mittels eingelegter Scheiben oder Ringe aus Gummi. Flanschen für Schmiedeeisenrohre, für welche je nach Anordnung (ob fest oder lose) sowohl Schmiedeeisen als auch Gußeisen und Stahlguß verwandt wird, sind auf Biegung zu berechnen; Werte von k_b vgl. Tab. Nr. 6.

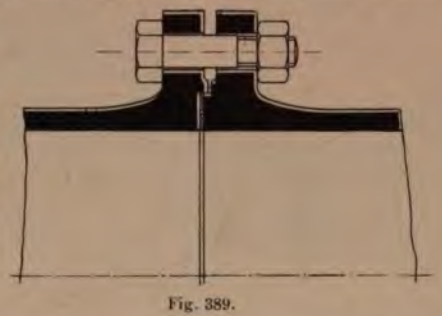


Fig. 389.

Vor dem Bearbeiten der Dichtungsflächen werden die Rohre zum Schutz gegen Rost vielfach mit Vorteil in heißem Zustand in flüssigen Asphalt getaucht.



Fig. 390.

Die Verlegung von Hauptleitungen bedingt die Anordnung von festen Stützen in ca. 3 m Entfernung (Fundamentklötze), welche nur auf gewachsenem Boden stehen sollen. Direkt in die Erde in frostfreier Tiefe verlegte Leitungen sind keinen erheblichen Temperaturschwankungen ausgesetzt, bedürfen daher im allgemeinen auch keiner Ausgleichvorrichtungen für Längenänderungen. Die Anwärmung des Wassers im Winter muß bei solchen Anlagen in engen Grenzen gehalten werden, um Rohrbrüche und Undichtigkeiten durch zu starke Ausdehnungen zu verhüten. Bei Verlegung der Hauptleitungen in begehbaren Kanälen werden die Rohrstränge zweckmäßig auf Walzen (Fig. 394) gelagert und an entsprechenden Stellen mit Ausgleichs-Stopfbüchsen versehen. (Vgl. Fig. 395 Dgr).

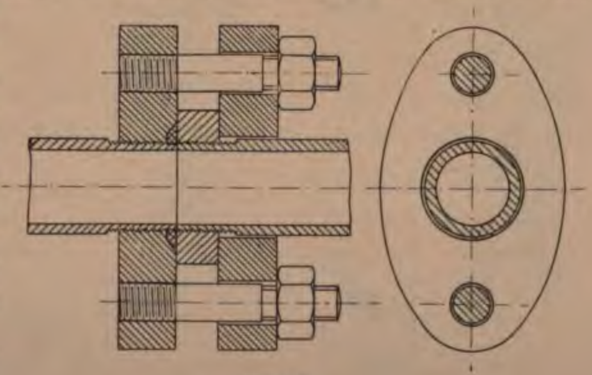


Fig. 391.

Die hier auftretenden axialen Kräfte sind bei Entwürfen, auch der Verankerung, peinlichst zu berücksichtigen; es sind z. T. einseitige Kräfte, die durch die Wasserpressung verursacht sind, z. T. Reibungswiderstände in der Stopfbüchse; letztere betragen bis zu 20 % der totalen

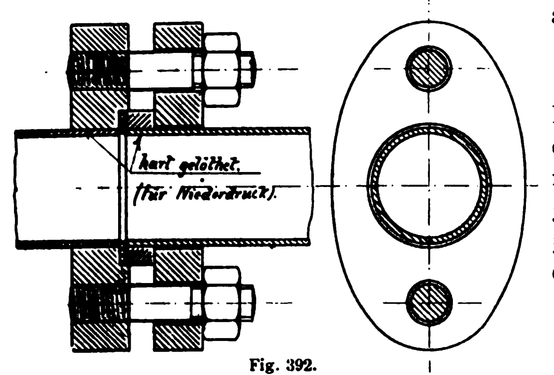


Fig. 392.

axialen Pressung d. h.

$$0{,}2 \cdot \left(\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_o\right).$$

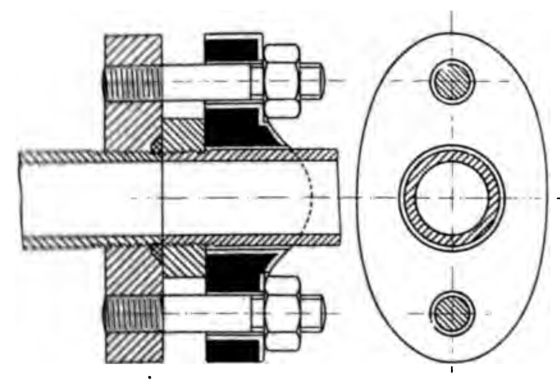
Die Verankerung einer entlasteten Stopfbüchse für ein Rohr nach Fig. 395 von 140 mm ϕ und 50 Atm. Druck hätte demnach ca.

$$2 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{14^2 \pi}{4} \cdot 50$$

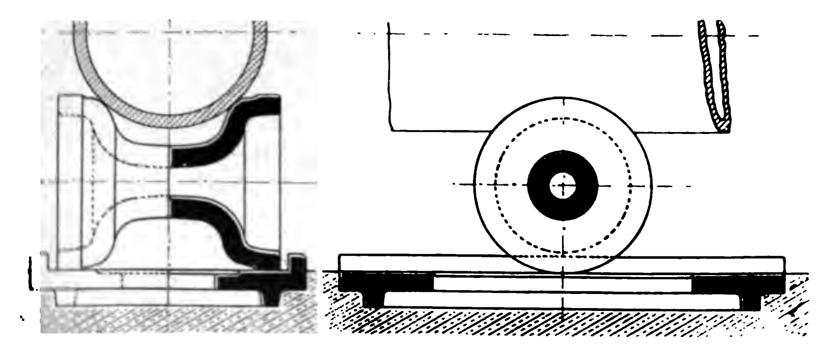
$$\approx 1500 \text{ kg}$$

Schub infolge von Stopfbüchsenreibung aufzunehmen.

§ 115. Stopfbüchsen. Am meisten verbreitet sind im Kranbau Stopfbüchsen mit Baumwollpackung. Das Packungsmaterial ist quadratisch geflochtener, gut imprägnierter Baumwollzopf, der in einzelnen Ringen mit gegenseitig versetztem Stoß in die Stopfbüchse eingelegt wird, nachdem zuvor ein reichliches Durchtränken mit flüssigem Talg stattgefunden hat.


Fig. 393.

Die Stopfbüchse erhält vielfach eine Grundbüchse aus Metall, desgleichen wird die Brille ausgebüchst. Die Anzugsschrauben werden auch unterhalb des Brillenflansches zum Ausheben der Brille mit Muttern versehen. Die Anord-


Fig. 391.

nung von Entwässerungen für den Fall auftretender Leckagen ist zu empfehlen. Über Reibungsverluste von Stopfbüchsen vgl. Tab. Nr. 4.

Lederstulpe geben im allgemeinen größere Bewegungswiderstände als Baumwollpackungen, können im Fall auftretender Undichtigkeiten nicht

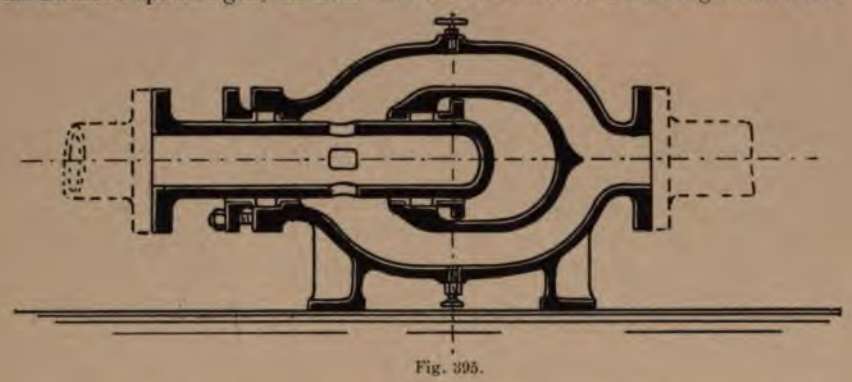


Fig. 395.

nachgezogen werden und sind verhältnismäßig schwierig auszuwechseln. Form der Dichtungsmanschette für kleine und größere Durchmesser s. Fig. 396, 397). Das Leder (nur bestes, zähes Material) wird in warmem Wasser (höchstens 50 °C) aufgeweicht, dann nach reichlicher Einfettung mit mäßig angewärmtem Talg so in die Preßform gelegt, daß die Haarseite später Arbeitsfläche wird; die Kanten der Form müssen gut ausgerundet sein, damit das Leder beim Anziehen der Presse nicht reißt.

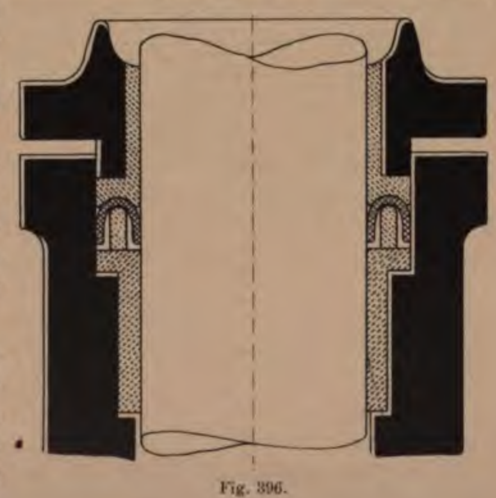


Fig. 396.

Zur Schonung der Stopfbüchsen sind die Plunger bzw. die Gleitstücke der Ausgleichsrohre von Zeit zu Zeit gründlich zu reinigen und sauber einzufetten.

§ 116. Zylinder und Kolben. Zylinder für weniger als 60 kg/qcm Betriebsdruck werden fast ausschließlich aus Gußeisen hergestellt, für höhere Pressungen findet auch Gußstahl Verwendung. Über die Bestimmung der Zylinderdurchmesser vgl. § 71, 72. Unter der Annahme, daß die Zylinder stehend gegossen werden, kann man die Wandung nach der Bachschen Formel bestimmen:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_0}{k_z - 1{,}3\, p_0}} + a,$$

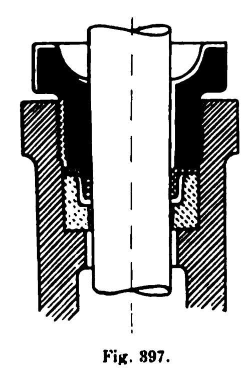


Fig. 397.

worin r_a = halber äußerer Durchmesser in cm,
r = » innerer » » »
p_0 = Akkumulatorendruck in kg/qcm,
a = 0,5—1 cm für Gußeisen,
= 0,75—1,25 cm für Gußstahl.

Werte von k_z sind der Tab. Nr. 6, Spalte b, zu entnehmen.

Hierbei ist zu berücksichtigen, daß der indizierte Druck im Zylinder im späteren Betriebe meistens ganz wesentlich unter dem Akkumulatorendruck p_0 bleibt (vgl. § 70); es liegt also in der Annahme dieses höchsten Druckes für die Berechnung eine Sicherheit gegen höhere Beanspruchung bei Auftreten von Stößen etc. Es wird sogar unter Umständen statthaft sein, für k_z die Werte der Spalte a, Tab. Nr. 6, einzusetzen. Treten nach der getroffenen allgemeinen Anordnung (Abschn. II) Biegungsbeanspruchungen auf (§ 39), so sind dieselben zu berücksichtigen.

Zum Aufsetzen auf das Fundament oder zum Anbau an das Kanalgerüst sind die Zylinder mit entsprechenden Angüssen und Arbeitsflächen zu versehen. Für Wasserzufuhr, Entwässerung und Entlüftung sind Rohranschlüsse anzuordnen; dieselben bedingen eine Schwächung der Zylinderwand, die durch geeignete Verstärkung aufzuheben ist. Die Flanschen sind unter Annahme versenkter Dichtungsflächen zu entwerfen; die Schrauben sind möglichst so nahe an die Dichtungsnut heranzusetzen, daß die Materialstärke zwischen Nut und Bolzen ca. dem halben Bolzendurchmesser (dies der Mindestwert) gleich wird. Für eingesetzte Zylinderdeckel ist die in Fig. 390 angedeutete Verwendung von Rundgummidichtung mit Rücksicht auf Platzersparnis besonders vorteilhaft. Die Schraubenentfernung darf 160 mm nicht überschreiten, Berechnung der Schraubenstärke erfolgt nach § 88. Die Flanschstärke wähle man ca. 1,75—2,25 der Zylinderwandstärke vorbehaltlich einer Prüfung der Beanspruchung nach Fertigstellung des Entwurfes.

Für den Entwurf ist es von besonderer Wichtigkeit, daß plötzliche Querschnittsübergänge, scharfe Hohlkehlen oder Ecken absolut vermieden werden.

Wie Rohre, so sind auch Zylinder einer Druckprobe zu unterwerfen (§ 114).

Der Plunger wird je nach der getroffenen Anordnung des Kranes auf inneren Druck, äußeren Druck, Zerknickung oder Biegung beansprucht; ausführliche Beispiele vgl. Abschn. VI. Erforderlich für die Konstruktion ist die Ausbildung solider Plungerführungen, welche für die verschiedenen Belastungen in jeder Laststellung Klemmungen und übermäßige seitliche Belastung der Stopfbüchskonstruktion ausschließen. Zur Hubbegrenzung sind bisweilen Anschläge vorzusehen, die zur Verhütung von heftigen

Stößen zweckmäßig federnd ausgeführt werden; derartige Konstruktionen müssen imstande sein, unter Umständen den größten im Betrieb möglichen Druck auszuhalten. Für Krane ohne Übersetzung werden vielfach Prellblöcke aus Holz verwandt, die sich in der Praxis gut bewährten.

(Über hubbegrenzende Stellzeuge für Steuerhebel vgl. § 54, ferner Abschn. VI, Beispiel 2.)

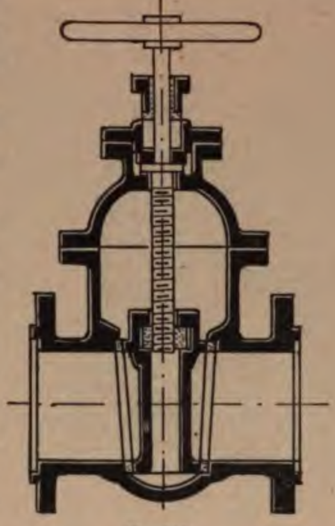


Fig. 398.

§ 117. Absperrschieber und -ventile. Dieselben sollen in geöffnetem Zustande den vollen Durchflußquerschnitt freigeben und nicht zu kurze Krümmungen des Wasserlaufes bedingen; die Bedienung darf nicht zu viel Kraftaufwand erfordern. Für größere Leitungen (Hauptleitungen) und deren Abzweige werden meistens Schieber verwendet, für Leitungen von kleineren lichten Weiten (Nebenleitungen) gibt man Ventilen den Vorzug. Ausführungsbeispiele vgl. Fig. 398 bis 402. Ventilsitze und Kegel werden aus harter Bronze oder Nickelstahl hergestellt; Ventile für Rücklaufleitungen erhalten bisweilen Kegel mit Lederarmierung (Fig. 401). Der Einbau von Ventilen muß möglichst so erfolgen, daß sich kein Wassersack bildet, d. h. mit wagrechter Spindel; ist dies nicht möglich, so sind besondere Entwässerungsventile anzuordnen. (Ausführung für Niederdruckleitungen s. Fig. 403.)

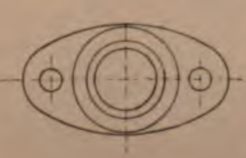


Fig. 399.

Bei größeren Durchmessern wird der Bewegungswiderstand von Ventilen und Schiebern in Hochdruckleitungen durch einseitigen Druck sehr groß. Es werden in diesem Falle besondere Entlastungsventile angeordnet, welche in das große Ventil oder den Schieber eingebaut (Fig. 402) oder auch getrennt mit einer besonderen Umlaufleitung angeordnet werden. Ventile und Schieber sind, wie Rohre und Zylinder, einer Druckprobe zu unterwerfen (vgl. § 114).

§ 118. Steuerschieber und -ventile. Grundlage für die Konstruktion bilden die nach § 70—72 zu berechnenden Durchflußquerschnitte und Anschlußleitungen.

Flach-(Muschel-)Schieber. Der besonders eingesetzte Schieberspiegel besteht aus harter Bronze, desgleichen der Schieber; die Flächen sind sauber auftuschiert und werden durch eine besondere Schmiervorrichtung mit konsistentem Fett geschmiert. Durch eine, genau mittels Gewinde einzustellende Gegendruckplatte wird das Abklappen des Schiebers und damit starke Unregelmäßigkeiten in der Lastbewegung verhütet. Das Gehäuse wird aus Gußeisen hergestellt, bzw. zur Vermeidung der starken Ausfressungen, welche gerade gußeiserne Flachschiebergehäuse vielfach nach verhältnismäßig kurzer Zeit aufweisen, aus Bronze oder Stahlguß.

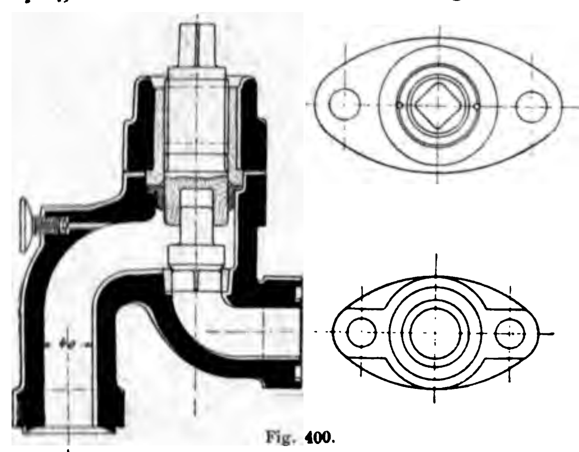


Fig. 400.

Der Schieber wird für die nach § 72 berechnete, größte erforderliche Durchflußöffnung entworfen. Die Stegstärke zwischen Zylinderkanal und Ausströmungsschlitz wählt man am Schieberspiegel zu 5—8 mm, läßt dieselbe nach unten sich entsprechend verstärken (vgl. Fig. 404). Das Verhältnis der Schlitzweite zur Länge kann für den ersten Entwurf zu $^1/_2$ für kleine Öffnungen bis ca. $^1/_6$ für große Öffnungen angenommen werden, die Überlappung des Schiebers an den Seiten und an den Enden bei äußerster Stellung zu 5—10 mm. Sind die Schieberdimensionen festgelegt, so ist der spezifische Flächendruck zu untersuchen; rechnet man als gedrückte Fläche die Gesamtlänge und Gesamtbreite des Schiebers $b \cdot l$, als Pressung den vollen Akkumulatorendruck p_a und als wirksame Auflagerfläche die durch die an den Seiten und an den Enden in äußerster Schieberstellung vorhandene Überlappung (im Mittel = a), so soll der Quotient $\frac{b \cdot l \cdot p_a}{2a\,(l + b - 2a)} = p$ den Wert von 100 kg/qcm nicht überschreiten (Beispiel vgl. Abschn. VI).

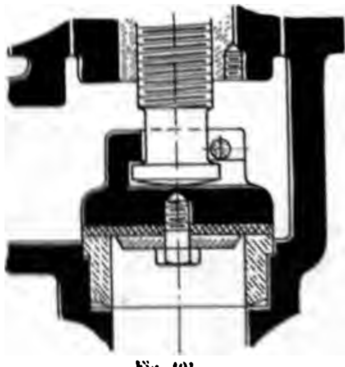


Fig. 401.

Die seitlichen Führungsleisten dürfen das Auftuschieren des Schiebers nicht hindern (ev. abschraubbar). Die Schieberstange wird zur Vermeidung einseitigen axialen Drucks (der z. B. bei 16 mm Stangendurchmesser und 50 Atm. Druck ca. 100 kg beträgt) zweckmäßig durchgeführt; als Material ist Deltametall oder Nickelstahl gebräuchlich. Die Verbindung der Schieberstange mit dem Schieber muß mit Rücksicht auf Abnutzung und Nachschaben der Arbeitsflächen Bewegung senkrecht zum Spiegel zulassen. Das Schiebergehäuse erhält die erforderlichen Ventile für Entlüftung und Entwässerung. Bei größeren Geschwindigkeiten wird zur Vermeidung hoher Materialbeanspruchungen infolge zu schnellen Schließens des Schiebers beim Senken schwerer Lasten in das Gehäuse ein Sicherheits-(Stoß-)Ventil eingebaut (Taf. X, Fig. 1 und 2). Sicherheitsventile können vermieden werden, wenn durch entsprechende Gestaltung der abschließenden Kanten (Fig. 404, 405) und lange Steuerhebel mit großem Ausschlag zu schnellem Abschluß vorgebeugt ist. Muß ein Kran bei starkem Frost längere Zeit zum Zwecke der Betriebsbereitschaft an das Leitungsnetz angeschlossen bleiben, so ist die Anordnung einer Zirkulationsleitung zu

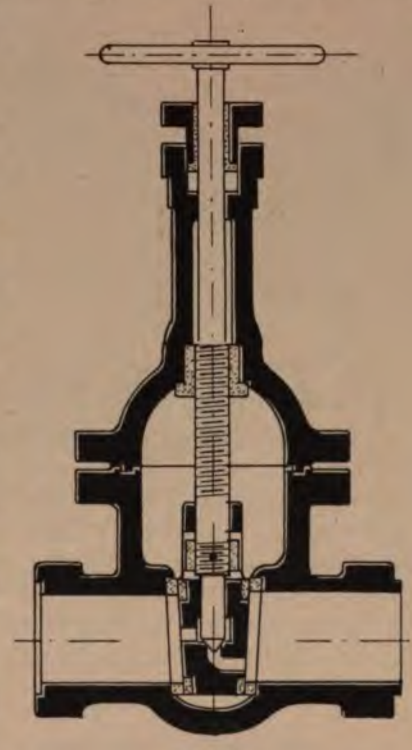


Fig. 402.

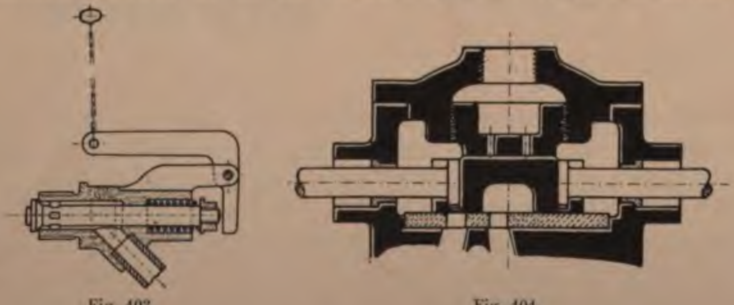


Fig. 403. Fig. 404.

empfehlen, welche das Wasser dem Zylinder möglichst weit von dessen Hauptanschlußstutzen zuführt, und es kurz vor dem Austrittschlitz des Schiebers in die Abwasserleitung ablaufen läßt; die Ventile müssen so klein

bemessen sein, daß der Plunger durch das Zirkulationswasser nicht angehoben wird. (Vgl. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1266.)

Die Einstellung der Durchflußöffnungen des Schiebers für die maximal zulässigen Hub- und Senkgeschwindigkeiten (vgl. § 72) geschieht bei Inbetriebsetzung in einfacher Weise durch Einstellung des Schieberhubes mittels fester Anschläge des Steuerhebels, oder durch Herstellung des Durchflußquerschnitts des Schieberspiegels durch eine Anzahl kreisförmiger Löcher, deren Anzahl der Geschwindigkeit entsprechend ausprobiert wird.

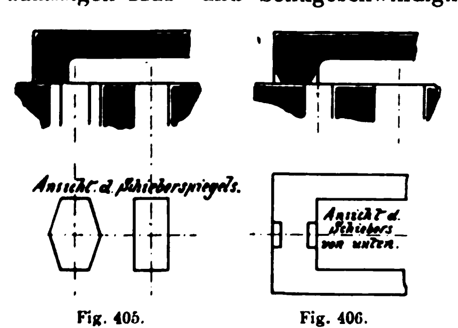


Fig. 405. Fig. 406.

Kolbenschieber. Zu unterscheiden sind massive und hohle Kolbenschieber (vgl. schematische Skizzen Fig. 407 und 408).

Berechnung der Durchflußquerschnitte s. § 71, 72. Die Einstellung der vorgeschriebenen Höchstgeschwindigkeiten wird durch Veränderung der Kantendistanz k (bei dem massiven Schieber), durch entsprechende Einstellung des Hebelausschlages oder durch Vergrößerung der Lochzahl der Einsatzbüchse erreicht. Die Schwierigkeit der Konstruktion liegt in der Anordnung und Durchbildung der einzelnen erforderlichen Dichtungen. Es muß an den Stellen großer Druckdifferenzen die Büchse gegen das Gehäuse und der Schieber gegen die Büchse abgedichtet werden; dabei

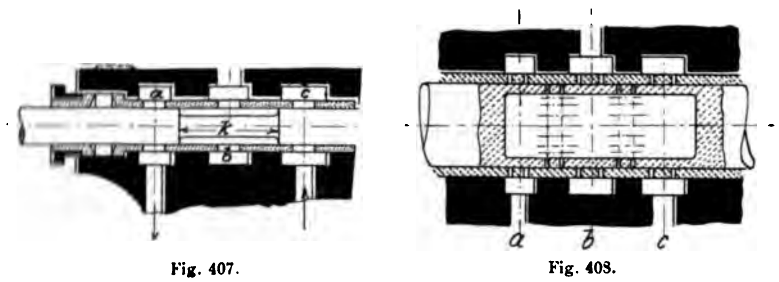


Fig. 407. Fig. 408.

dürfen die bewegten Dichtungen des Kolbens beim Passieren der Bohrungen oder Schlitze nicht angegriffen werden. Die stets vorhandenen drei Ringräume a, b, c sind zunächst so zu legen, daß die Verbindung mit dem Zylinder (b) zwischen Hochdruck- und Niederdruckraum liegt. Als feste Dichtungen werden die Rundschnur aus Gummi (vgl. § 114) und Lederscheiben verwandt, für bewegte Dichtungen Lederscheiben mit Stützringen aus Kupferblech oder Lederstulpe. Die äußeren Stopfbüchsen der Kolbenstange werden mit Baumwollzopf oder Ledermanschette gedichtet.

Die Schiebergehäuse werden für mittlere Drücke meistens aus Gußeisen, für höhere Drücke auch aus Stahlguß oder Bronze hergestellt; die

Einsatzbüchsen sind aus Hartbronze, die Schieber aus Deltametall oder ähnlichem Material, auch Nickelstahl ist gut verwendbar.

Bei den im Kranbau üblichen Pressungen des Gebrauchswassers (vgl. § 63) wird der Durchmesser der Schieber höchstens 50 mm. Diese Schieber sind stets ohne zu großen Kraftaufwand direkt durch einfachen Handhebel zu bewegen; die Anordnung indirekt wirkender Schieber, welche durch einen kleinen Hilfsschieber gesteuert, durch das Preßwasser selbst bewegt werden, ist nicht erforderlich und hat auch seine Bedenken, weil wegen der hohen Drücke der Hilfssteuerschieber sehr schwer sicher schließend herzustellen ist und die Gefahr unzuverlässiger Steuerung besteht.

Steuerventile: Es ist ein Ventil für die Einströmung und eines für die Ausströmung erforderlich. Nach der üblichen Anordnung werden beide so in ein Gehäuse eingebaut, daß der Zylinderdruck das Einströmungsventil von unten belastet (s. schematische Fig. 409). Bezüglich des Materials für Gehäuse, Büchsen und Ventile gilt das über Kolbenschieber Gesagte.

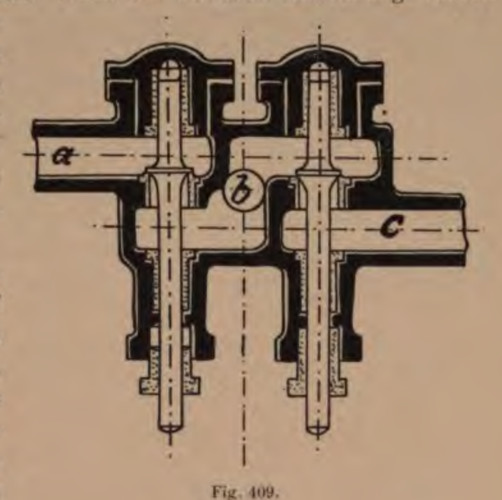


Fig. 409.

Die Sitzflächen der Ventile werden mit Rücksicht auf möglichste Unempfindlichkeit gegen Verunreinigungen etc. nur schmal gemacht (ca. 1 bis 3 mm); die Anordnung der Arbeitsflächen selbst muß Nachschleifen und Nachdrehen von Ventilen und Sitzen gestatten (Fig. 409). Zur Erreichung sicheren Abschlusses bedürfen die Ventile einer sehr langen und sicheren Führung, da geringe Abweichungen der geometrischen Achsen von Sitz und Ventil an sich bereits beträchtliche Undichtigkeiten bedingen, durch die auftretenden einseitigen Drücke überdies die Sitze verdrückt werden und so überhaupt nicht mehr abdichten können. Die Ventilstangen werden zweckmäßig mit einstellbaren, weichen Federn belastet, die das Ventil sicher schließen, wenn der Steuerhebel in die Mittellage zurückkehrt.

Wie bei Schiebern, so kann auch bei Ventilen der Abschluß durch entsprechende Gestaltung der Durchflußöffnung verzögert werden (schlank kegelförmiger Schaft unterhalb der Dichtungsfläche).

Bei Entwurf von Ventilsteuerungen ist auf die axiale Belastung der Ventile durch die Wasserpressungen besonderes Augenmerk zu lenken, da diese mit der Belastung des Kranes schwankt.

In vielen Fällen ist es erwünscht, Stellzeuge anzubringen, durch welche der Steuerhebel von dem bewegten Plunger bei Erreichung der Endstellungen in seine Mittellage gedrängt wird, so daß selbsttätige Abstellung erfolgt. Das ist in einfacher Weise durch eine mit Anschlagknaggen versehene Zugstange zu erreichen, welche, durch ein Gestänge mit dem Steuerhebel verbunden, vom Kolben oder dessen Führungsschuhen in der beabsichtigten Weise bewegt wird. Wichtig ist die Möglichkeit der Einstellung bei Inbetriebsetzung, um, besonders bei hohen Lastgeschwindigkeiten, für die verschiedenen Belastungen sicheres Stillsetzen des Kolbens unter Verhütung der sogenannten Überregulierung (Umsteuerung) zu erreichen. Ausführungsbeispiel s. Abschn. VI.

Für die Berechnung des Schiebergestänges kann man für Flachschieber bei Annahme einer gesamten Schieberpressung $b \cdot h \cdot p_o$ (s. vorstehend unter Flachschieber) einen Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}25$ zugrunde legen. Für Kolbenschieber und Ventile sind zunächst etwa auftretende axiale Druckkräfte zu berücksichtigen, zu denen noch die Stopfbüchsreibung mit ca. 20% der Kraft zu rechnen ist, welche der volle Akkumulatordruck auf einen Plunger vom Durchmesser der Stopfbüchse äußern würde.

V. Abschnitt.

Entwurf und Berechnung von Kranträgern.

---

1. Vollwandige Träger.

§ 119. Der für den Kranbau wichtigste **allgemeine Belastungsfall** ist ein auf zwei Stützen frei aufliegender Träger mit überstehenden Enden (Fig. 410), welcher bewegten Einzellasten und gleichmäßig verteilter Belastung durch Eigengewicht ausgesetzt ist. Nach diesem allgemeinen Fall lassen sich alle Spezialfälle behandeln.

Der Träger wird in jedem Querschnitt auf Abscherung und Biegung beansprucht, beide Beanspruchungen hat die Berechnung zu berücksichtigen.

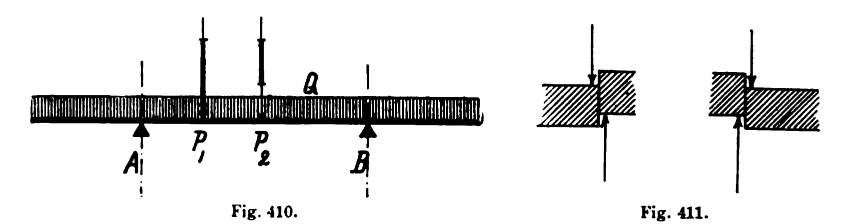


Fig. 410. Fig. 411.

§ 120. Für die Scherbeanspruchung ist die **Vertikalkraft** eines Querschnitts bestimmend. Der Verlauf derselben ist am besten zu verfolgen, wenn man, an einem Trägerende beginnend, die Resultante sämtlicher äußeren Kräfte bis zu dem zu untersuchenden Querschnitt bildet. Dabei ist zu bemerken, daß die Vertikalkraft nicht als Einzelkraft, sondern als Kräftepaar mit sehr kleinem Hebelarm auftritt, dem durch ein gleichgroßes, entgegengesetzt gerichtetes Paar innerer Kräfte das Gleichgewicht zu halten ist. Es ist daher die Beanspruchung eines Querschnitts durch die Vertikalkraft auf zweierlei Weise möglich (Fig. 411, Abscherungsbild). Um Irrtümer über die Angriffsweise und den Verlauf der Vertikalkraft bei

Trägeruntersuchungen auszuschließen, ist eine eindeutige Darstellung erforderlich. Es soll daher bei allen folgenden Untersuchungen, vom linken Ende des Trägers beginnend, die Vertikalkraft jeweils von der Nullinie in demjenigen Sinne aufgetragen werden, in dem das links von dem betrachteten Querschnitte befindliche Trägerende durch die äußeren Kräfte bewegt würde, falls Trennung im Querschnitt durch Abscherung einträte. Die Auflager-Reaktionen treten als äußere Kräfte auf und sind dementsprechend zu berücksichtigen. Zur Ergänzung des Diagramms der Vertikalkräfte empfiehlt sich das Abscherungsbild (Fig. 411).

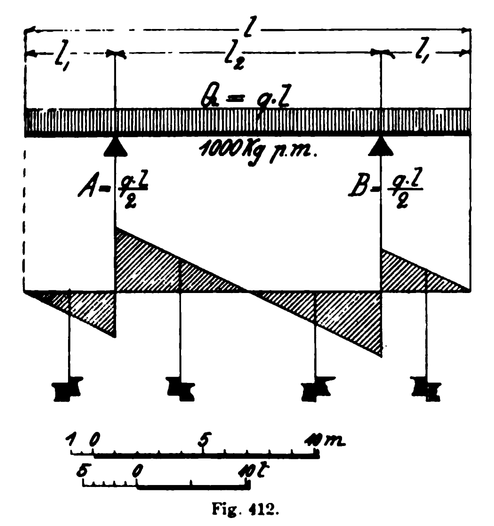


Fig. 412.

§ 121. Hiernach entwickeln sich die **Diagramme der Vertikalkraft** wie folgt:

1. Gleichförmig verteilte Last (Fig. 412). Die Vertikalkraft hat in unmittelbarer Nähe der Auflager ihren größten Wert, und zwar innerhalb der Stützen, wenn $\frac{l_2}{2} > l_1$, und außerhalb der Stützen, wenn $\frac{l_2}{2} < l_1$.

2. Bewegliche Einzellast: Laufkatze mit einer Achse. Es sind zwei Fälle zu unterscheiden:

a) Die Einzellast liegt zwischen den Auflagern (Fig. 413). Man trägt von der Nullinie bei A die Einzellast P im gewählten Kräftemaßstab nach oben, bei B nach unten auf ($A\,n = B\,m = P$) und zieht die Linien $n\,B$ und $A\,m$. Die durch eine beliebige Laststellung gezogene Vertikale gibt dann durch die Schnittpunkte c und d den Verlauf des Vertikalkraftdiagramms an. Sämtliche auftretende Werte bei Wanderung der Last von A nach B sind demnach durch die Linien $A\,m$ und $n\,B$ bestimmt. Stellung der Last in unmittelbarer Nähe der Auflager ergibt die Größtwerte der Vertikalkraft.

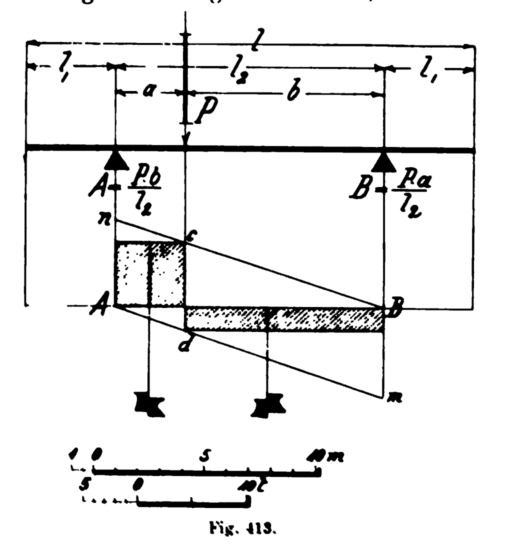


Fig. 413.

b) Die Einzellast liegt außerhalb der Auflager (Fig. 414, 415). Von der Laststellung bis zum benachbarten Auflager ist die Vertikalkraft unabhängig von der Stellung gleich P, die Richtung ergibt nach der gewählten Darstellungsmethode das Abscherungsbild. Den einer beliebigen Laststellung entsprechenden Wert und die Richtung der Vertikalkraft zwischen den Auflagern liefert der Schnittpunkt c oder c' mit der Geraden nB bzw. Am. Der Maximalwert entspricht jeweils der äußersten Laststellung. So lange der Abstand von P vom benachbarten Auflager kleiner ist als l_2, ist V zwischen den Stützen kleiner als außerhalb, wird der Abstand von P größer als l_2, so kehrt sich das Verhältnis um, und wird in diesem Falle für die äußerste Laststellung die Vertikalkraft V zwischen den Auflagern unter sämtlichen über die ganze Trägerlänge möglichen Laststellungen den größten Wert erhalten.

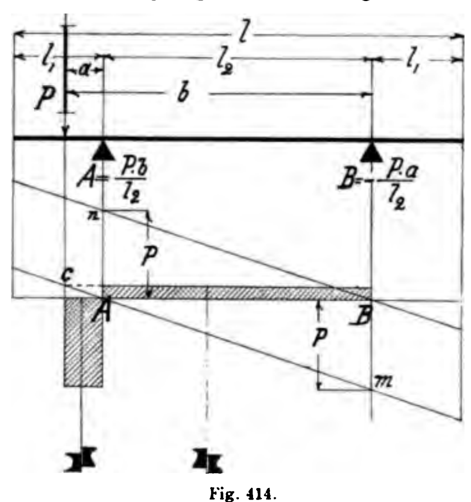


Fig. 414.

3. System von zwei bewegten Einzellasten mit unveränderlichem gegenseitigen Abstand (Laufkatze mit zwei Achsen). Es sind drei Fälle zu unterscheiden.

a) Beide Lasten befinden sich innerhalb der Auflager (Fig. 416): Man zeichnet getrennt die Diagramme der einzelnen Lasten nach Fig. 413 und bildet das resultierende Diagramm durch graphische Summierung der Einzelwerte unter Berücksichtigung des Abstandes d von P_1 und P_2. Den größten Wert des V liefert die Stellung der größeren Last unmittelbar neben dem benachbarten Auflager. Für den im Kranbau meist vorkommenden kleinen Wert des Verhältnisses $d : l_2$ kann mit hinreichender Genauigkeit das System beider Lasten durch die Resultante ersetzt werden um so mehr,

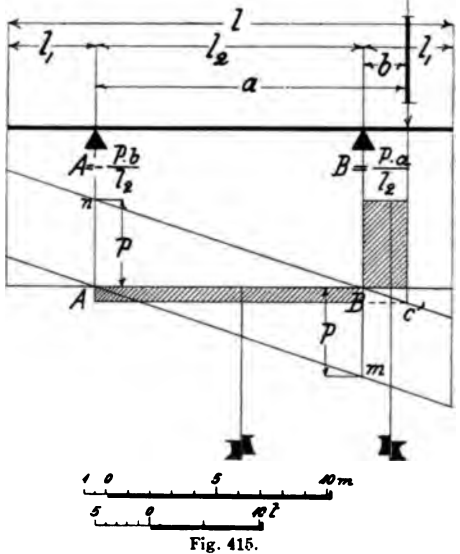


Fig. 415.

als hierdurch V etwas größere Werte für die Stellungen des Lastsystems in der Nähe der Auflager ergibt, als das genaue Diagramm liefern würde also dadurch mit größerer Sicherheit gerechnet wird.

b) Beide Lasten stehen außerhalb der Auflager (Fig. 417). Die Konstruktion des Diagrammes erfolgt wie vorstehend unter Anlehnung an das entsprechende Diagramm der Einzellast (Fig. 414, 415). Bezüglich der auftretenden Größtwerte von V liegen hier die Bedingungen ähnlich wie dort. In den meisten Fällen (für kleinen Wert des Verhältnisses $d : l_1$ bzw. $d : l_2$ ist der Ersatz der Einzellasten durch die Resultante statthaft.

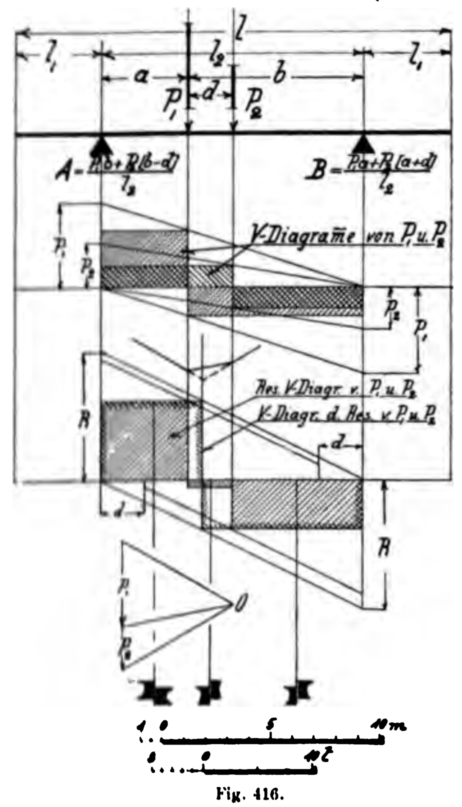


Fig. 416.

c) Die Lasten liegen zu beiden Seiten eines Auflagers. Diese Laststellung weist stets kleinere Werte von V auf als die Stellungen unter a und b, daher kann die Untersuchung auf jene Fälle sich beschränken.

4. Gleichmäßig verteilte Last und bewegte Einzellasten. Entwicklung des Diagramms durch graphische Summierung der zusammengehörigen Werte der einzeln konstruierten Diagramme für die gleichmäßig verteilte und die Einzellasten. Für kleinen Wert des Verhältnisses $d : l_2$ bzw. $d : l_1$ kann statt der Einzellasten die Resultante gesetzt werden.

In Fig. 418 ist das Diagramm für gleichförmig verteilte Last und eine zwischen den Auflagern bewegte Einzellast entwickelt. Es erhält auch hier die Vertikalkraft ihren größten Wert, wenn die Einzellast unmittelbar neben dem Auflager steht. Die Entstehung des Diagramms geht ohne weiteres aus der Figur hervor.

§ 122. Belastungsmomente durch gleichmäßig verteilte und bewegliche Einzellasten. Für die Untersuchung der Biegungsmomente und der durch sie bedingten Beanspruchung ist neben der Kenntnis der absoluten Größe des Momentes auch die der auftretenden Biegungserscheinung erforderlich, um zu beurteilen, welche Faser des untersuchten Querschnitts gezogen, welche gedrückt wird. Der Drehungssinn eines Momentes gibt

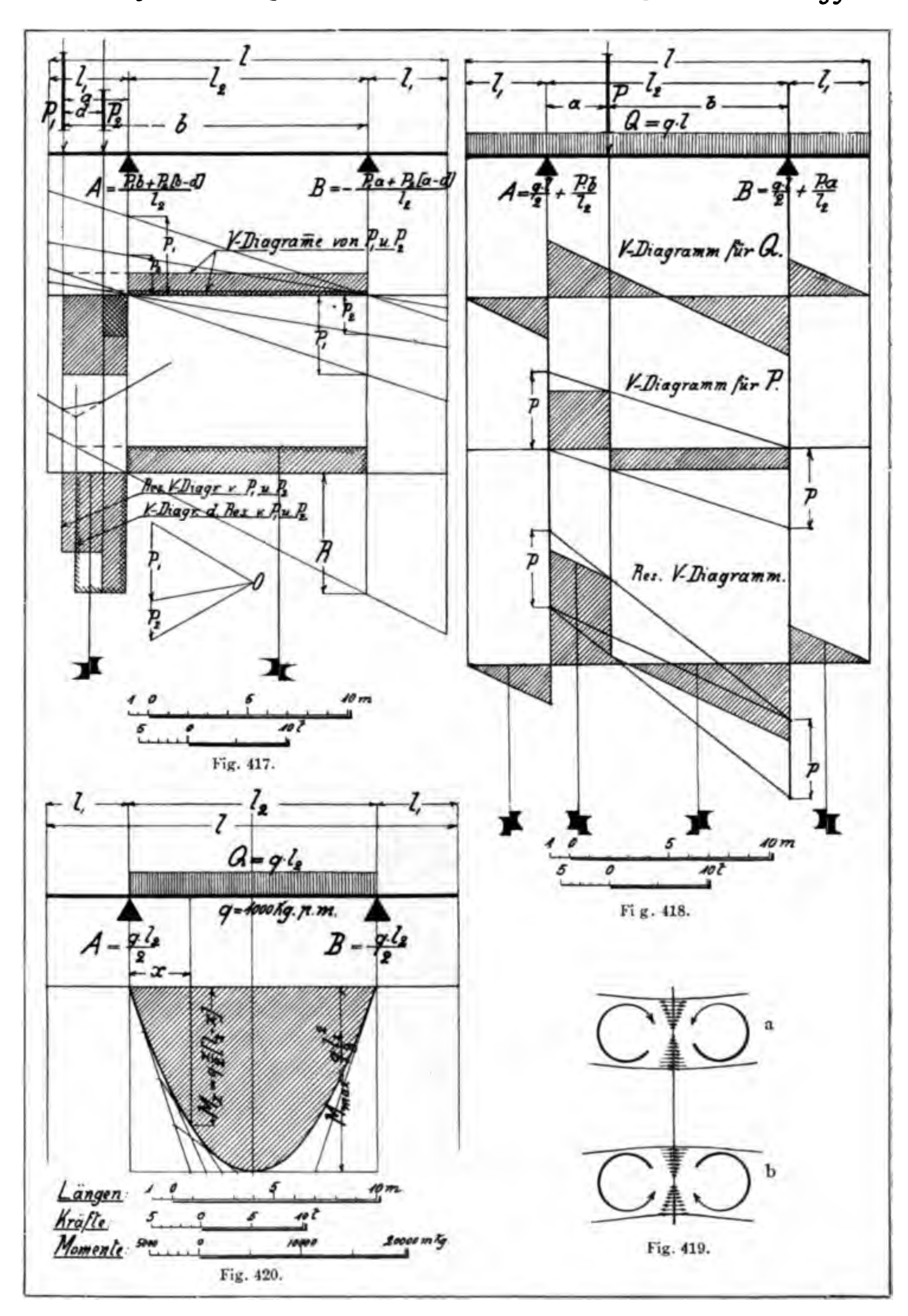


Fig. 417.

Fig. 418.

Fig. 419.

Fig. 420.

hierüber keinen Aufschluß, nachdem für jeden Querschnitt stets zwei entgegengesetzt gerichtete Momente äußerer Kräfte in Frage kommen (Fig. 419), denen durch ein entsprechendes Momentenpaar innerer Kräfte das Gleichgewicht zu halten ist.[1]) Wie bei der Vertikalkraft sind auch hier die Auflagerreaktionen als äußere Kräfte zu berücksichtigen. Im folgenden sollen Momente, welche eine Durchbiegung des Trägers nach Fig. a veranlassen, von der Nullachse nach unten, für Durchbiegung nach Fig. b nach oben aufgetragen werden.

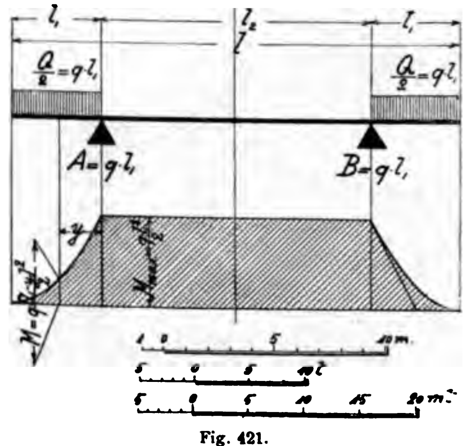


Fig. 421.

1\. Gleichmäßig verteilte Last. Nach der Entwicklung des Diagramms sind drei Fälle zu unterscheiden:

a) Die Belastung tritt nur zwischen den Auflagern auf (Fig. 420). Allgemeine Momentengleichung:

$$M_x = q \cdot \frac{x}{2}(l_2 - x).$$

Das Moment hat seinen größten Wert in der Mitte zwischen den Auflagern:

$$M_{max} = \frac{q \cdot l_2^2}{8} = \frac{Q \cdot l_2}{8}.$$

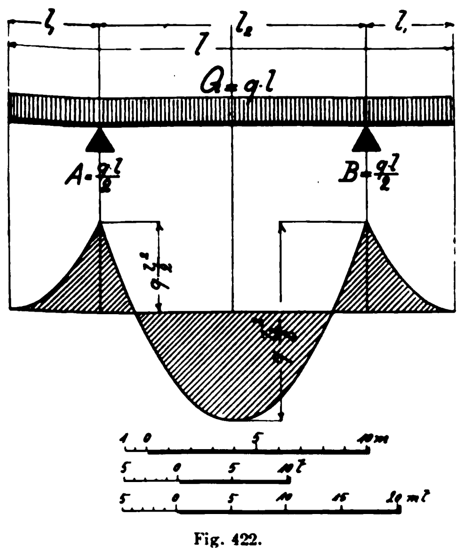


Fig. 422.

Die Momentenkurve ist eine Parabel, deren Scheitel um die in geeignetem Maßstab (Momentenmaßstab) aufzutragende Strecke M_{max} unter der Nullinie liegt. Konstruktion der Parabel (Tangentenkonstruktion) ist aus der Figur ersichtlich.

b) Die Last tritt nur außerhalb der Stützen auf (Fig. 421). Allgemeine Momentengleichung:

$$M_y = q\,\frac{(l_1 - y)^2}{2}.$$

Das Moment erreicht seinen größten Wert am Auflager und behält diesen Wert zwischen den

[1]) Die Vorstellung dieses Vorganges wird unterstützt durch das Bild eines Stabes, den man mit beiden Händen zerbricht.

Auflagern bei. $M_{max} = \frac{q \cdot l_1^2}{2} = Q \cdot \frac{l_1}{2}$. Die Momentenkurve für den überhängenden Trägerteil ist eine Parabel, deren Scheitel in der Nullachse liegt.

c) Die Last ist über die ganze Länge des Trägers gleichförmig verteilt: Das Diagramm stellt sich als Ordinatensumme der unter *a* und *b* gefundenen Diagramme dar (Fig. 422).

2. Bewegte Einzellast (Laufkatze mit einer Achse). Es sind zwei Fälle zu unterscheiden:

a) Die Last befindet sich innerhalb der Auflager (Fig. 423). Das größte Moment für jede Laststellung befindet sich jeweils unter der Last selbst

$$M = P \cdot \frac{a \cdot b}{l_2}.$$

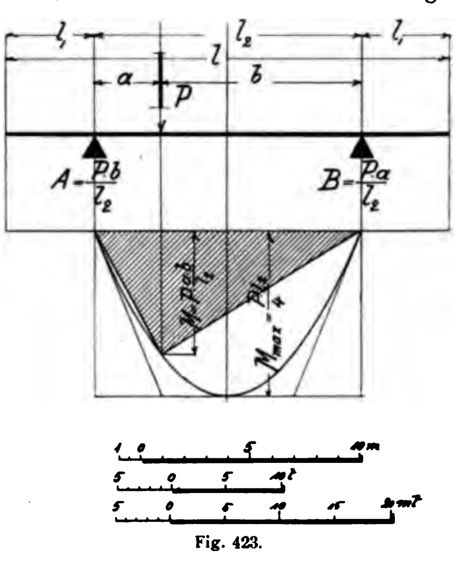


Fig. 423.

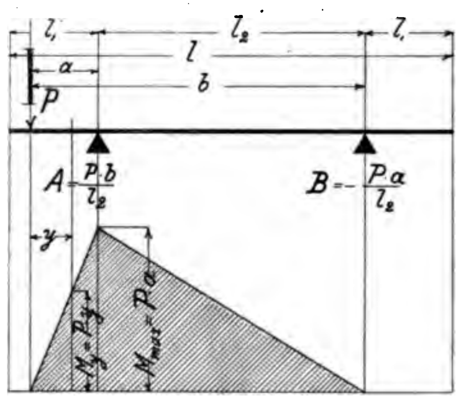
Für die anderen Querschnitte nimmt das Moment nach den Auflagern hin proportional ab. Der Verlauf sämtlicher bei Wanderung der Last von einem Auflager zum andern entstehenden Maximalmomente der einzelnen Stellungen ergibt eine Parabel (Fig. 423) ähnlich derjenigen für gleichförmig verteilte Last mit dem absoluten Maximum

$$M_{max} = P \cdot \frac{l_2}{4}$$

b) Die Last steht außerhalb der Stützen: Allgemeine Momentengleichung.

$M = P \cdot y$ (gerade Linie).

Für jede Laststellung liegt der größte Wert des Momentes über dem benachbarten Auflager $M_{max} = P \cdot a$ und nimmt von hier bis zu dem anderen Auflager proportional ab. Die äußerste Laststellung liefert das größtmögliche Moment.



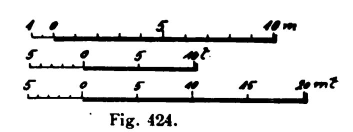


Fig. 424.

3. System von zwei bewegten Einzellasten mit unveränderlichem gegenseitigen Abstand (**Laufkatze mit zwei Achsen**).

Es sind drei Fälle zu unterscheiden:

a) Beide Lasten befinden sich zwischen den Auflagern: Die graphische Addition der Momente der Einzellasten für eine bestimmte Stellung ergibt ein Viereck als Momentenfläche (Fig. 425). Bei der Bewegung des Lastsystems beschreiben die beiden veränderlichen Ecken m und n dieses Vierecks Parabeln, deren Gestalt von den Maximalmomenten jeder einzelnen Last und dem gegenseitigen Abstand d beider Lasten abhängt. Durch diese Parabeln, welche nicht mit den Momentenparabeln der Einzelkräfte verwechselt werden dürfen, sind die größten, in jedem Querschnitt bei Wanderung des Systems von einer Stütze zur anderen auftretenden Momente bestimmt.

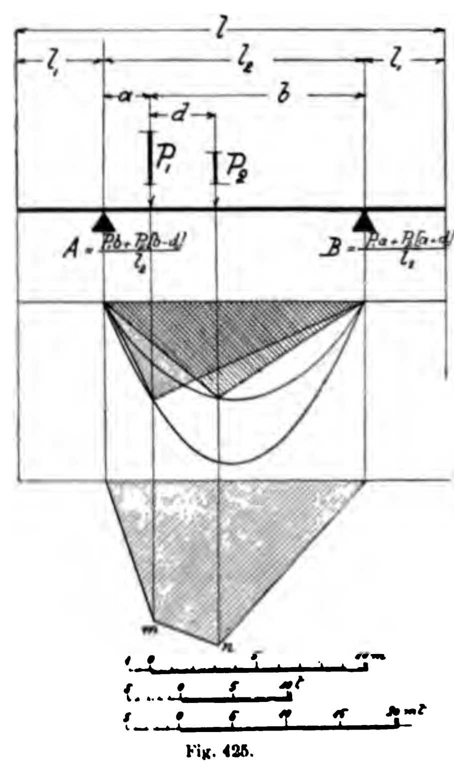


Fig. 425.

Die Lage der Scheitel beider Parabeln zu den Auflagern findet man wie folgt (vgl. Bezeichnungen der Fig. 426):

I. Parabelscheitel der wandernden Ecke für P_1 liegt im Abstand $a_1 = \frac{d}{2} \cdot \frac{P_2}{P_1 + P_2}$ links von der Trägermitte.

II. Parabelscheitel der wandernden Ecke für P_2 im Abstand $a_2 = \frac{d}{2} \cdot \frac{P_1}{P_1 + P_2}$ rechts von der Trägermitte.

Indem man nach Festlegung der Richtungen I und II einmal das Lastsystem mit P_1 in I, das anderemal mit P_2 in II legt und die diesen Stellungen entsprechenden Maximalmomente aufträgt, liegen die Parabeln fest und ist damit die resultierende Momentenfläche bestimmt, welche der Berechnung der einzelnen Trägerquerschnitte zugrunde zu legen ist.

Beispiel: $P_1 = 2000$ kg, $P_2 = 1000$ kg,
$l_2 = 6$ m, $d = 1{,}2$ m.

Es wird
$$a_1 = \frac{d}{2} \cdot \frac{P_2}{P_1 + P_2} = 600 \cdot \frac{1000}{3000} = 200 \text{ mm},$$
$$a_2 = \frac{d}{2} \cdot \frac{P_1}{P_1 + P_2} = 600 \cdot \frac{2000}{3000} = 400 \text{ mm}.$$

ich ergeben sich die Laststellungen I und II.

Für Laststellung I wird:

$$A = \frac{1000 \cdot 2000 + 2000 \cdot 3200}{6000} = 1400 \text{ kg.}$$

$$B = \frac{2000 \cdot 2800 + 1000 \cdot 4000}{6000} = 1600 \text{ kg.}$$

$$A + B = 1400 + 1600 = 3000 \text{ kg.}$$

$$M_{max} = 1400 \,.\, 2800 = 3920 \text{ m/kg.}$$

Für Laststellung II ergibt sich in ähnlicher Weise:

$A = 1700$ kg $B = 1300$ kg.

$M_{max} = 3380$ m/kg.

Resultierende Momentenfläche vgl. Fig. 426.

b) Beide Lasten stehen außerhalb der Auflager. Die resultierende Momentenfläche ergibt sich durch Summierung der Ordinaten der Momentenflächen für die Einzellasten (Fig. 427). Der größte Wert des Momentes entsteht über dem Auflager für äußerste Laststellung.

c) Die Lasten stehen zu beiden Seiten eines Auflagers. Dieser Belastungsfall liefert kleinere Werte der Momente als die Annahmen unter *a* und *b* und brauchen in die Untersuchung nicht hineingezogen zu werden.

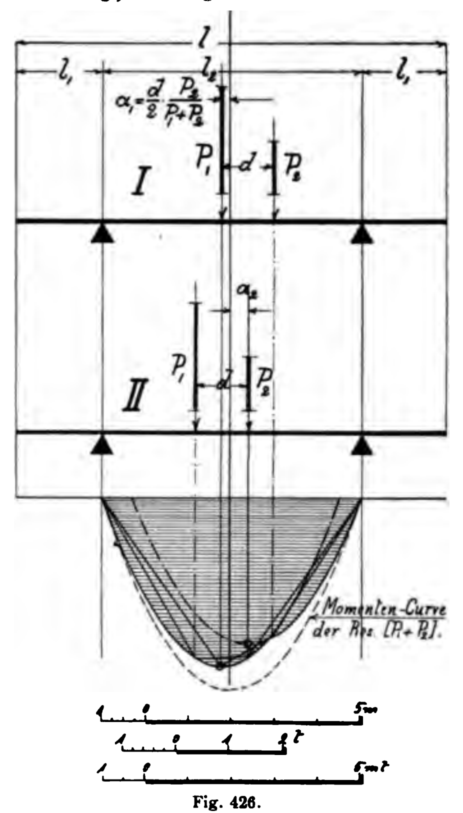


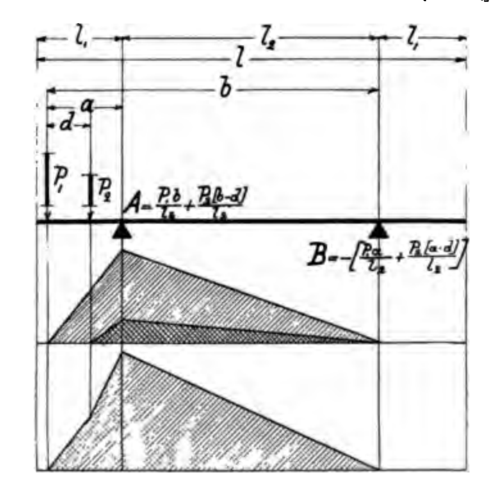
Fig. 426.

4. Gleichmäßig verteilte Last und bewegte Einzellasten. Das Diagramm entsteht durch graphische Addition der Ordinaten der unter 1—3 entwickelten Einzeldiagramme.

Bezüglich des Ersatzes der Einzellasten durch die Resultante bei Untersuchung der Biegungsmomente gilt Ähnliches wie bei der Konstruktion der V-Diagramme. Bei den im Kranbau üblichen Verhältnissen für $d : l_1$, bzw. $d : l_2$ kann zum mindesten für Überschlagsrechnungen dieser Ersatz der Einfachheit halber stets vorgenommen werden. In Fig. 426 ist die Momentenfläche für $R = P_1 + P_2$ eingetragen. Sobald jedoch das Verhältnis unter $1 : 5$ heruntergeht, sollte von der Annäherung kein Gebrauch mehr gemacht werden.

§ 123. Berücksichtigung des Eigengewichtes. Die Gesamtbelastung von Kranträgern setzt sich zusammen aus der Nutzlast G, dem Eigengewicht der Träger (Q) und ev. dem Gewicht der Laufkatze (K). Das letztere ist je nach der getroffenen Anordnung des Windwerks (Abschn. II) und der Art des Betriebsmittels (Abschn. III) ganz erheblichen Schwankungen unterworfen (10 bis 50 % der Nutzlast) und muß in jedem Fall, wenn möglich unter Anlehnung an vorhandene Ausführungen (vgl. Tab. Nr. 15) geschätzt werden.

Das Eigengewicht der Träger läßt sich unter der Annahme konstanten Profiles für die ganze Trägerlänge wie folgt näherungsweise berücksichtigen, falls nicht vorhandene Ausführungen genauere Annahmen ermöglichen:



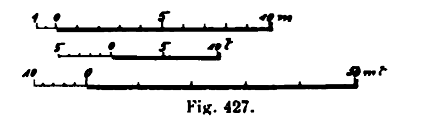


Fig. 427.

Die bewegliche Last $(G + K)$ ergibt für Laufkranträger ein größtes Moment

$$M_{(g+k)} = W \cdot k_b.$$

Das größte Moment des Eigengewichtes ist

$$M_{(q)} = \frac{Q \cdot l}{8} = \frac{F \cdot l \cdot \gamma \cdot l}{8}.$$

Hiernach ist

$$\frac{M_{(q)}}{M_{(g+k)}} = \frac{F \cdot l \cdot \gamma \cdot l}{W \cdot k_b \cdot 8}$$

$$= \frac{F \cdot h}{W} \cdot \frac{\frac{l}{h} \cdot \gamma \cdot l}{k_b \cdot 8}.$$

$\frac{F \cdot h}{W}$ schwankt für die gebräuchlichen gewalzten und genieteten Profile zwischen 3 und 4, ist im Mittel 3,5. $\frac{l}{h}$ liegt zwischen 8 für kleine und 16 für große Spannweiten. Setzt man näherungsweise $\gamma = 7500$ kg/cbm, k_b im Mittel $= 750$ kg/qcm, so wird

$$M_q \approx M_{(g+k)} \cdot \frac{l_{cm}}{30000} \text{ für kleine Spannweiten bis}$$

$$\approx M_{(g+k)} \cdot \frac{l_{cm}}{15000} \text{ für große Spannweiten.}$$

Danach kann man allgemein annehmen:

$$M_{(q)} = n \cdot M_{(g+k)},$$

worin für Spannweiten von ca.

$l =$	10	15	20	25	und 30 m
$n =$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{5}$.

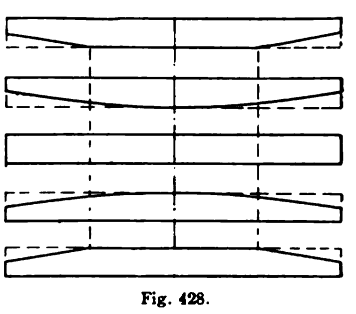
Für eingespannte Freiträger, für welche $\frac{h}{l}$ zwischen $\frac{1}{5}$ und $\frac{1}{8}$ schwankt, wird unter ähnlichen Voraussetzungen

$$M_q = M_{(g+k)} \cdot \frac{l_{cm}}{12500}$$

d. h. wird bei $l = 12{,}5$ m ca. 10 % von $M_{(g+k)}$.

Die so ermittelten Gewichte sind mit Rücksicht auf Horizontal-Versteifungen, Bedienungsgalerien etc. von Fall zu Fall durch entsprechende Gewichtszuschläge zu erhöhen.

§ 124. Bestimmung des Trägerprofils. Für I- und ⊏-Träger kleiner und mittlerer Abmessungen werden ausschließlich fertig gewalzte Profile verwandt (vgl. Tab. Nr. 38—40), im übrigen hat Zusammensetzung aus Blechen und Winkeln zu erfolgen. Da die Momente nach den Auflagern bzw. nach dem freien Ende eines Trägers hin abnehmen, so findet bei genieteten Profilen vielfach eine entsprechende Verminderung der Trägerhöhe statt (Fig. 428). Entscheidend dafür, ob die gerade verlaufende Gurtung oben oder unten liegt, ist die Anordnung der Laufkatze und des Windwerks sowie die Wahl des Betriebsmittels (vgl. Abschn. II). Die Trägerbreite ist bei Laufkranen fast stets unverändert, Freiträger (Ausleger für Drehkrane) werden vielfach im Interesse vorteilhaften Aussehens mit nach der Spitze zu abnehmender Trägerbreite ausgeführt.


Fig. 428.

Die Berechnung eines Profils erfolgt nach der Gleichung $M_{max} = W \cdot k_b$. Bestimmung des M_{max} nach § 122. k_b ist der Tab. Nr. 6 Spalte b zu entnehmen.

Über Werte des W der üblichen ⊏- und I-Walzprofile s. Tab. Nr. 38—40.

Für genietete Träger kann man das erforderliche W wie folgt bestimmen: Die Höhe des Profils wird angenommen; man findet bei bewährten Ausführungen von Laufkranträgern $h = \frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{16}$ Spannweite und für Auslegerkrane $h = \frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{8}$ Ausladung.

Nach der Beziehung

$$W = \frac{\Theta}{\frac{h}{2}}$$

rechnet man das dem erforderlichen W und dem angenommenen h entsprechende Θ aus und hat dann unter Beibehaltung des h das Profil so zu entwerfen, daß es den verlangten Θ-Wert besitzt. Für die Ausrechnung des Θ eines angenommenen Profils ist Tab. Nr. 41 mit Vorteil

zu verwenden, nachdem man den Querschnitt in einfache Rechtecke zerlegt hat, für welche man die zugehörigen Werte des $\frac{b \cdot h^3}{12}$ der Tab. Nr. 41 direkt entnehmen kann. Beispiel siehe später.

Ist bei Festlegung des Profils Anlehnung an vorhandene Ausführungen nicht möglich, so kann man die Blech- und Winkelabmessungen wie folgt annehmen: Die Stegstärke, Stärken der Gurtplatten und die Schenkelstärken der Winkel schwanken zwischen 6 mm bei ganz leichten bis 16 mm bei schweren Profilen; größere Stärken finden sich nur ausnahmsweise bei sehr schweren Trägern, welche in der Höhe beschränkt sind. Die Schenkellängen der Winkel liegen zwischen 6 und 12 cm; die Gurtplatten stehen auf jeder Seite 2—3 cm über den Gurtungswinkeln vor. Für I-Profile bedient man sich bei Wahl der Winkel und Bleche zweckmäßig der Tab. Nr. 33.

Tabelle Nr. 33. Wahl der Winkeleisen und Blechstärken etc. für genietete Träger.

Ungefähre Höhe des Profils cm	Winkeleisen		Stegstärke cm	Nietstärke mm	Breite der Gurtungsplatten cm
	Schenkelstärke cm	Schenkellänge cm			
20— 40	0,8—1,0	6— 8	0,8—1,2	16—20	16—20
40— 60	0,8—1,2	6—10	1,0—1,2	16—20	18—24
60—100	1,0—1,4	6—12	1,0—1,3	16—20	20—26
100—150	1,0—1,4	8—12	1,0—1,4	16—23	22—29
150—200	1,2—1,6	10—12	1,2—1,6	20—23	25—32

Beispiel 1: Bestimmung des Θ für das in Fig. 429 angegebene Profil mit Hilfe der Tab. Nr. 41.

Die zu einer Seite der vertikalen Symmetrieachse liegende Hälfte des Profils wird in Streifen zerlegt, dieselben werden bezeichnet (Fig. 429) und, wie nachfolgend angegeben, tabellarisch zusammengestellt. Die einzelnen Werte des $\frac{b\,h^3}{12}$ sind in Tab. Nr. 41 enthalten. Für $h = 120$ cm und $b = 1,4$ cm z. B. entnimmt man dieselben aus der Zeile $h = 120$ unter $b = 1$ und $b = 4$ und addiert sie mit Berücksichtigung der Dezimale für den zweiten Betrag. Die Vereinigung sämtlicher + und —Beträge der so berechneten Profiltabelle (s. folgende Seite) ergibt dann das Θ für die Hälfte des Profils.

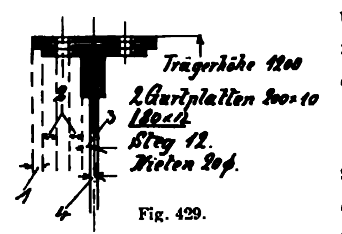


Fig. 429.

Profiltabelle der Fig. 429.

Nr.	h cm	b cm	$\frac{1}{12} b \cdot h^3$ +	$\frac{1}{12} b \cdot h^3$ −
1	+ 120	1,4	144 000 57 600	
	— 116	1,4		130 075 52 030
2	+ 120	4,8	576 000 115 200	
	— 113,6	4,8		488 668 97 734
3	+ 120	1,2	144 000 28 800	
	— 100	1,2		83 333 16 667
4	+ 120	0,6	86 400	

$$+ 1\,152\,000$$
$$- 868\,507$$
$$\frac{1}{2}\,\Theta = 283\,493$$
$$\Theta = \mathbf{566\,986\ cm^4}.$$

Beispiel 2: Ein I-Profil soll bei ca. 0,8 m Höhe ein Trägheitsmoment von 200000 cm⁴ besitzen:

Nach Tab. Nr. 41 wird angenommen: Stegstärke 12 mm, Winkel 70×10, Höhe des Trägers, über die Flanschen der Winkel gemessen 760 mm.

Unter Vernachlässigung der Nietlöcher ergibt dieses Profil (Fig. 430):

Nr.	h cm	b cm	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ +	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ −
1	+ 76 — 74	6 6	219 488 —	— 202 612
2	+ 76 — 62	1 1	36 581 —	— 19 861
3	+ 76 — —	0,6 —	21 949 —	— —

$$+ 278\,018$$
$$- 222\,473$$
$$\frac{1}{2}\,\Theta' = 55\,545\ \mathrm{cm^4}$$
$$\Theta' = 111\,090\ \mathrm{cm^4}.$$

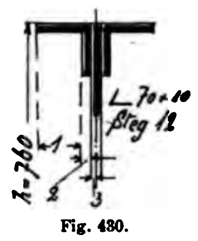


Fig. 430.

Fig. 431.

Der verlangte Wert des Θ ist 200 000 cm^4; es fehlen demnach noch ca. 90 000 cm^4, welche durch die Gurtungen hinzuzufügen sind.

Wird die Gurtungsbreite, ebenfalls zunächst unter Vernachlässigung der Nietlöcher, zu 16 cm angenommen, so würde, Fig. 431, das Rechteck 76×16 für das Θ der Gurtung in Abzug kommen, der Betrag wäre nach Tab. Nr. 41 $\Theta'' = 585\,298$. Die Gurtung muß den Betrag von 90 000 liefern, das umschriebene Rechteck der Gurtung verlangt demnach ein Θ von $585\,298 + 90\,000 = 675\,298$ cm^4 bei 16 cm Breite; das entspräche pro 1 cm Breite $\frac{675298}{16} = 42\,206$ cm^4. Für diesen Betrag findet sich h zu 79,8 cm.

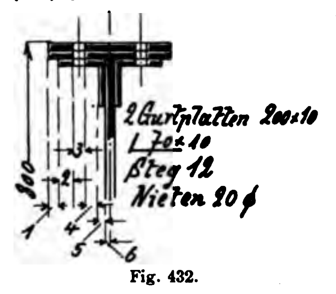


Fig. 432.

Wird h 80 cm gewählt, so ergibt sich unter Berücksichtigung der Niete mit $b = 16 + 4 = 20$ cm das Profil Fig. 432. Dasselbe liefert ein Θ, welches unter Benutzung der Tab. Nr. 41 in folgender Hilfstabelle berechnet ist:

Nr.	h cm	b cm	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ +	−
1	+ 80 − 76	2,4 2,4	102 400 —	— 87 796
2	+ 80 − 74	2,0 2,0	85 333 —	— 67 537
3	+ — — —	— —	— —	— —
4	+ 80 − 74	2,0 2,0	85 333 —	— 67 537
5	+ 80 − 62	1,0 1,0	42 667 —	— 19 861
6	+ 80 — —	0,6 —	25 600 —	— —

$$\begin{aligned} &+341\,333 \\ &-242\,731 \\ \hline \tfrac{1}{2}\Theta &= 98\,602 \\ \Theta &= 196\,204 \text{ cm}^4. \end{aligned}$$

Soll Θ genau 200000 werden, so müßte die Gurtung etwas verbreitert werden

$$\begin{array}{r} 200000 \\ \underline{196204} \\ 3796. \end{array}$$

Mit $h = \frac{+80}{-76}$ wird für $b = 1$ $\Theta = \frac{+42667}{-36581} = 6086$ cm⁴. 3796 cm⁴ würden einem b von $\frac{3796}{6086} = 0{,}624$ cm entsprechen. Man würde die Gurtung von 200 mm auf 205 mm ca. verbreitern.

§ 125. Festlegung der Nietteilung für die Gurtungswinkel, Nietbeanspruchung. Ein durch ein beliebiges Lastensystem belasteter Träger (Fig. 433) hat bei einer bestimmten Stellung der bewegten Lasten im Querschnitt I ein Moment M_I und im Querschnitt II ein Moment M_{II} aufzunehmen. Nach der Biegungsgleichung wird für jeden Querschnitt, unter Voraussetzung der im Kranbau üblichen, mit Bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse symmetrischen Profile,

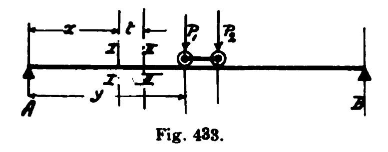


Fig. 433.

$$\sigma_b = \frac{M}{W}$$

σ_b ist die größte im Querschnitt auftretende Zug-, bzw. Druckspannung; dieselbe nimmt nach der neutralen Faser proportional dem Abstand auf Null ab.

Wenn man von dem Profil eines Trägers einen Gurtungsstreifen von der Stärke δ (Fig. 434) ins Auge faßt, so würde derselbe eine Gesamtkraft

$$K = b \cdot \delta \cdot \sigma_m$$

auszuhalten haben, wenn σ_m eine gleichmäßig über den Querschnitt des Gurtstreifens verteilte Spannung bedeutet, welche die gleiche Wirkung äußert wie die mit dem Abstand von der neutralen Achse wachsende Spannung σ_b (s. Fig. 434).

Denkt man sich das in Fig. 433 angegebene Stück des Trägers zwischen den Schnitten I—I und II—II herausgenommen (Fig. 435), so würden die Kräfte K_I und K_{II} voneinander verschieden sein, u. zw. wäre

$$\Delta K = K_{II} - K_I = b \cdot \delta \cdot \Delta \sigma_m,$$

wenn $\Delta \sigma_m$ die Differenz der Werte des σ_m für Schnitt I und Schnitt II bedeutet. Die Kraft $(K_{II} - K_I)$ würde den oberen Teil des Trägerstücks gegen den Kern verschieben; da keine Bewegung eintritt, so muß der Querschnitt, durch welchen der äußere Teil des Trägerstücks mit dem Kern zusammenhängt, diese Kraft aufnehmen, d. h. es muß

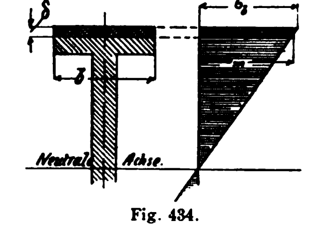


Fig. 434.

$$\Delta K = (K_{II} - K_I) = \tau \cdot b \cdot t$$

sein. Hängt der obere Teil mit dem Kern nicht über die ganze Berührungsfläche, sondern nur durch eine Fläche f zusammen (z. B. Niet), so würde
$$\Delta K = (K_{II} - K_I) = \tau \cdot f = b \cdot \delta \cdot \Delta \sigma_m$$

$\Delta \sigma_m$ ist abhängig von der Dicke δ sowie der seitlichen Begrenzung der abgetrennten Zone (Gurtung), ist im übrigen proportional der Änderung $\Delta \sigma$ der Biegungsspannung an der äußeren Faser, d. h. proportional der

Änderung ΔM des Momentes über die Strecke t. Hiernach kann für einen gegebenen Belastungsfall die Schubspannung in einem beliebigen Punkt des Trägers ermittelt werden.

Bezüglich des $\Delta\sigma_m$ ist hervorzuheben, daß dessen Ermittelung, wenn die Gurtung nicht ein einfaches Rechteck ist, verhältnismäßig umständlich wird. Für die Berechnung von Gurtungsnietungen der I-etc.-Profile setzt man der Einfachheit der Rechnung halber statt $\Delta\sigma_m$ das entsprechende $\Delta\sigma$ der äußersten Faser; damit wird allerdings ein Fehler begangen, der um so größer wird, je größer das Verhältnis von Gurtungshöhe zu Steghöhe ist. Bei den üblichen Profilgestaltungen ist dieser Fehler zu vernachlässigen, seine Vernachlässigung bedingt überdies eine Verstärkung der Nietung.

Kranträger stehen stets unter dem Einfluß bewegter Lasten; es müssen deshalb für die Steg- und Gurtungsnietungen die für diese Verbindungen ungünstigsten Belastungsverhältnisse berücksichtigt werden. Dieselben ergeben sich aus dem allgemeinen Verlauf der Momentenkurven für bewegte Lastensysteme (vgl. § 122).

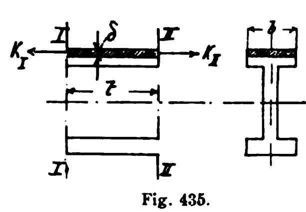


Fig. 435.

Beispiel: Ein Blechträger von 10 m Spannweite hat die Raddrücke zweier Laufräder mit je 17 500 kg bei 1 m Radstand aufzunehmen. Für die Steg- und Gurtungsnieten ist die Teilung festzulegen.

Nach § 123 wird die Trägerhöhe zu $\frac{1}{10}$ der Spannweite, d. h. 1000 mm angenommen. Das größte Biegungsmoment ergibt sich, wenn die Katze in der Mitte steht.

$$M_{max} = 17\,500 \cdot 450 = 7\,875\,000 \text{ cm/kg}.$$

Mit $k_b = 750$ kg/qcm wird

$$W = \frac{7\,875\,000}{750} = 10\,500 \text{ cm}^3$$

$$\Theta = W \cdot \frac{h}{2} = 10\,500 \cdot 50 = 525\,000 \text{ cm}^4.$$

Entsprechend den Vorschlägen der Tabelle Nr. 33 wird folgendes Profil gewählt:

Je zwei Gurtplatten 260 × 12
Je zwei Gurtwinkel 100 × 100 × 12
Steg 12 mm
Nieten 20 mm ϕ
Ganze Trägerhöhe 1000 mm.

Das Trägheitsmoment des Querschnitts berechnet sich mit Hilfe von Tab. Nr. 41 unter Berücksichtigung der äußeren Niete (Gurtungsniete) zu

$$\Theta' = 497\,426 \text{ cm}^4.$$

Dasselbe ist um 525 000—497 426 = 27 574 cm⁴ zu klein. Eine Verstärkung des Stegbleches würde die erforderliche Ergänzung bringen. Nach Tab. Nr. 41 ergibt 1 mm Stegblech-Verbreiterung ($h = 952$ mm) 7190 cm^4;

wird der Steg um 4 mm verstärkt, d. h. statt 12 mm 16 mm ausgeführt, so wird

$$\Theta = 497426 + 4 \cdot 7190 = 526186 \text{ cm}^4,$$

genügt also.

Läßt man für die Stegniete eine Schubbeanspruchung von 600 kg/qcm zu, so kann ein Niet, weil doppelschnittig, mit

$$2 \cdot \frac{2^2 \pi}{4} \cdot 600 = 3768 \text{ kg}$$

belastet werden, d. h.

$$\Delta K = 3768 \text{ kg}.$$

Der durch das Niet an den Steg anzuschließende Gurtungsquerschnitt beträgt (s. Fig. 436)

$$26 \cdot 2{,}4 + 2 \cdot 16{,}8 \cdot 1{,}2 \approx 103 \text{ qcm}.$$

Daraus berechnet sich dann

$$\Delta \sigma = \frac{3768}{103} = 36{,}6 \text{ kg/qcm}.$$

Hieraus berechnet sich der der angenommenen Nietbeanspruchung entsprechende zulässige Betrag

$$\Delta M = \Delta \sigma \cdot W = 36{,}6 \cdot \frac{526186}{50} \approx 385000 \text{ cmkg}.$$

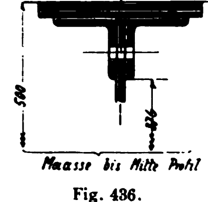


Fig. 436.

Nach der Momentenkurve (s. Fig. 426) ergibt ΔM den größten Wert, wenn die Katze in der Nähe eines Auflagers steht, und zwar für das zwischen dem äußeren Rad und der benachbarten Stütze befindliche Trägerstück.

Stellt man dementsprechend das linke Rad 10 cm vom linken Auflager, so wird die Auflager-Reaktion

$$A = \frac{17500\,(990 + 890)}{1000} = 32900 \text{ kg}.$$

Es würde dann, wenn t die Nietteilung,

$$\Delta M = A \cdot t$$

und es ergibt sich

$$t = \frac{\Delta M}{A} = \frac{385000}{32900} \approx 11{,}7 \text{ cm}$$

Steht die Katze in der Mitte, so wird

$$t = \frac{385000}{17500} = 22{,}0 \text{ cm}.$$

Die Berechnung der Teilung ergibt fast stets für t Werte größer als $5\,d$ (d = Nietdurchmesser), man legt dann der Konstruktion stets $5\,d$, im vorliegenden Fall also 100 mm, zugrunde.

Neben der Schubbeanspruchung der Niete ist der Druck in der Lochwand zu untersuchen, der sich aus ΔK, dem Durchmesser d des Nietes und der Stegstärke berechnet. Für das gewählte Beispiel würde mit $t = 5 \cdot d$ im ungünstigsten Fall

$$\Delta M = 32900 \cdot 10 = 329000 \text{ cmkg}$$

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta M}{W} = \frac{329000}{\frac{526186}{50}} = 31{,}3 \text{ kg/qcm}$$

$$\Delta K = 31{,}3 \cdot 103 = 3224 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{3224}{2 \cdot 2^2 \frac{\pi}{4}} = 513 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Druck in der Lochwand des Steges

$$p = \frac{3224}{2 \cdot 1{,}6} \approx 1000 \text{ kg/qcm.}$$

Die Nietung für den Anschluß der Gurtplatten ergibt stets größere Werte für die Teilung als die Stegnietung. Aus praktischen Gründen werden beide Teilungen einander gleich gemacht.

Hervorzuheben ist, daß für die Gültigkeit des vorstehenden Rechnungsganges es unbedingt nötig ist, daß die Gurtungsplatten (Lamellen) satt auf dem Steg aufliegen. Wird hier im Interesse billiger Herstellung Spielraum gelassen, so tritt beträchtliche Nebenbeanspruchung durch direkte Belastung der Stegnieten auf, welche entsprechende Verkleinerung der Nietteilung für die Stegnietung verlangt.

Ausführliche Beispiele vgl. Abschn. VI.

§ 126. Anordnung und Berechnung von Laschenverbindungen: Laschen werden, wenn nicht besondere, beschränkende Verhältnisse vorliegen, stets doppelseitig ausgeführt.

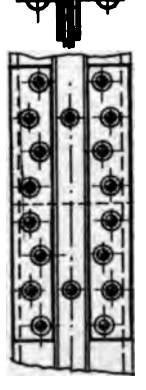
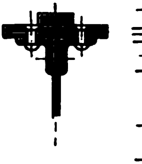


Fig. 437.

Gurtungslaschen. Gurtungen werden auf Druck oder auf Zug beansprucht. Die zu laschenden Gurtplatten und -winkel müssen, besonders auf der Druckseite, sauber aneinander gestoßen werden. Damit die Verbindung gleiche Festigkeit hat mit dem an der Stoßstelle unterbrochenen Teil des Gesamtquerschnitts, müssen die wirksamen Laschen- wie Nietenquerschnitte mindestens diesem unterbrochenen Querschnittsteil entsprechen. Für die Nieten wählt man in der Ausführung mit Rücksicht auf die Scherbeanspruchung den Querschnitt ca. 50 % größer als berechnet. Die Laschen der Gurtung, welche die Laufschienen trägt, werden zu beiden Seiten der Schiene angeordnet (Fig. 437), wenn nicht besondere Futterbleche unter die Schienen gelegt oder diese selbst auf die Länge der Laschen (Fig. 438) nicht ausgeschnitten werden sollen. Es empfiehlt sich in diesem Fall, die Stöße der Lamellen gegen die Stöße der Winkel zu versetzen. Mit Rücksicht auf die Spurkränze der Laufräder ist es zweckmäßig, die Nieten oben zu versenken.

Steglaschen. Ausführungsformen vgl. Fig. 439. Die Stärke der Laschen ist so zu wählen, daß das Θ_l der Doppellasche gleich dem Θ_s des Steges ist, denn dann ist das Widerstandsmoment des Profils im Schnitt durch die Laschen ohne Steg gleich dem Widerstandsmoment im Schnitt durch den Steg ohne Lasche, die Spannung an der äußersten Faser also in beiden Schnitten die gleiche. Man rechnet zunächst ohne Berücksichtigung der Verschwächung durch die Niete und nimmt die Laschenstärke mindestens 25 % größer als nach Rechnung an, um dann später nach Anordnung der Nieten den geschwächten Querschnitt einer Nachrechnung zu unterziehen.



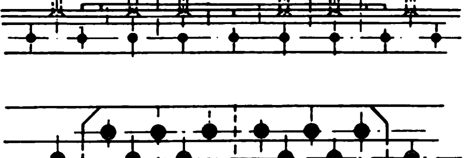


Fig. 438.

Bezüglich der Beanspruchung der Nieten der Steglasche führt folgende Vorstellung zu einer brauchbaren Berechnungsmethode: Die Nieten werden durch den auf den Steg entfallenden Betrag M_s des Biegungsmomentes und durch die, der Sicherheit wegen als voll in Rechnung zu bringende Vertikalkraft des Trennungsquerschnittes des Steges auf Abscherung beansprucht.

Der Einfluß von M_s sucht die Lasche gegen den Steg zu drehen (Fig. 440). Die hierdurch verursachte Maximalbeanspruchung τ_d der Niete berechnet sich nach der Gleichung

$$\tau_d \cdot \frac{\Theta_p}{\varrho} = M_s.$$

Hierin ist $M_s = W_s \cdot \sigma_b$.

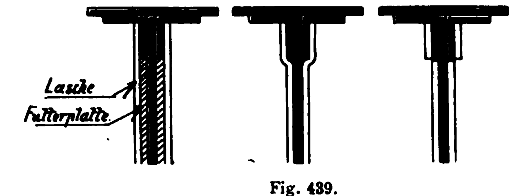


Fig. 439.

Θ_p ist das gesamte polare Trägheitsmoment aller Nietquerschnitte in bezug auf die senkrecht zur Ebene der Figur stehende Drehungsachse der Lasche, ϱ der Abstand der am weitesten von dieser Drehungsachse entfernten Faser. Θ_p ist gleich der Summe der Trägheitsmomente der einzelnen Nietquerschnitte in bezug auf die Drehachse

$$\Theta_p = \Sigma (\Theta_o + f \cdot a^2),$$

worin bedeutet:

Θ_o = polares Trägheitsmoment eines Nietquerschnitts

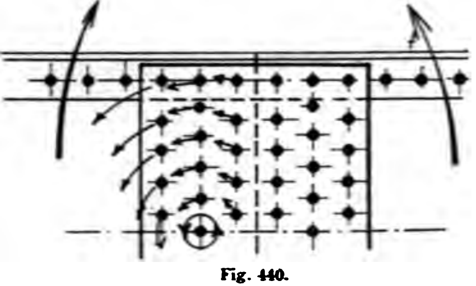
f = Nietquerschnitt

a = Abstand des Nietes von der Drehachse.

Θ_e ist gegen $f d^2$ zu vernachlässigen. a kann als Abstand des Nietes von der neutralen Achse des Trägerprofiles angenommen werden, so daß mit genügender Genauigkeit für praktische Berechnungen

$$\Theta_p = \Sigma f \cdot a^2.$$

Für sämtliche Niete der Steglasche in der Nähe des Flansches, woselbst τ_d den größten Wert erhält, ist dieses annähernd horizontal gerichtet.


Fig. 440.

Die Vertikalkraft beansprucht die Nieten in vertikaler Richtung. Die Verteilung auf die einzelnen Querschnitte ist nicht gleichförmig, die Annahme jedoch, daß der volle Betrag des V durch die Nietverbindung der Lasche aufgenommen werden soll, rechtfertigt die Annahme gleichförmiger Verteilung. Hiernach wird die Scherbeanspruchung τ_s der Niete durch die Vertikalkraft V

$$\tau_s = \frac{V}{\Sigma f}.$$

Aus

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_s^2}$$

findet sich dann die resultierende größte Schubbeanspruchung der Nieten.

Bei dem Entwurf einer Steglaschennietung verfährt man in der Weise, daß man zu einer Seite des Trennungsquerschnittes nach den Angaben des § 89 und Fig. 267—274 zwei senkrechte Nietreihen zeichnerisch zunächst entwirft und für diese das τ_{res} berechnet. Fällt dasselbe größer aus als k_s, Spalte b der Tab. Nr. 6, so nimmt man noch eine dritte Reihe Nieten hinzu.

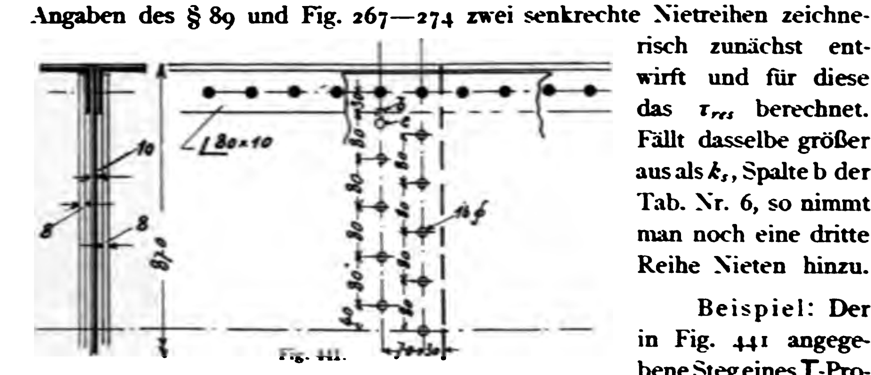


Fig. 441.

Beispiel: Der in Fig. 441 angegebene Steg eines I-Profils soll gelascht werden. Das Trägheitsmoment Θ_s des vollen Steges ist nach Tab. Nr. 41 54875 cm⁴, das zugehörige $W_s = \frac{54875}{43,5} = 1262$ cm³. Die Höhe der doppelseitigen Lasche wird nach Fig. 441 848 mm (ca. gleich der Steghöhe); zur Erreichung des Wertes $W_l = W_s$ muß jede Lasche unter Berücksichtigung des Vorstehenden mit 5 mm + 25% ausgeführt werden, angenommen sind zwei Laschen von je 8 mm.

Die Nietstärke ist mit $\delta + 6$ zu 16 mm anzunehmen. Mit einem Nietabstand zu ca. 5 d (s. § 89) und Anordnung unter Anlehnung an die Fig. 267—274 wird die Laschenverbindung für erste Nachrechnung wie in Fig. 441 angegeben. Nach Zeichnung wird für die zwei angenommenen Nietreihen

$$\Sigma f \cdot d^2 = f \Sigma d^2 =$$
$$= 2 \cdot 2 \cdot 2 \, [0 + 4^2 + 8^2 + 12^2 + 16^2 + 20^2 + 24^2 + 28^2 + 32^2 + 36^2 + 2 \cdot 39^2]$$
$$= 60816 \text{ cm}^4.$$

Der vom Steg aufzunehmende Betrag des Biegungsmomentes ist

$$M_s = W_s \, k_b = 1262 \cdot 750 = 946500 \text{ cm/kg}.$$

Hiernach wird die durch M_s verursachte größte Schubbeanspruchung der Niete

$$\tau_d = \frac{946500}{\frac{60816}{39}} \approx 607 \text{ kg/qcm}.$$

Die Beanspruchung liegt zu hoch und würde auch bei drei Nietreihen noch reichlich hoch liegen.

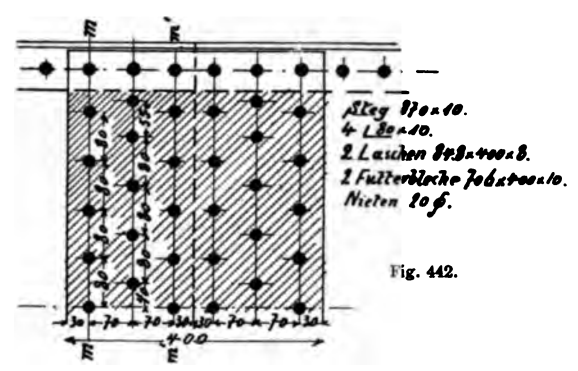


Fig. 442.

Unter Vergrößerung der Niete auf 20 mm und Beibehaltung der Nietanordnung wird für zwei Nietreihen

$$\Sigma f \cdot d^2 = 95481 \text{ cm}^4$$

$$\tau_d = \frac{946500}{\frac{95481}{39}} \approx 387 \text{ kg/qcm}.$$

Drei Nietreihen ergeben $\tau_d \approx 387 \cdot \frac{2}{3} \approx 258$ kg/qcm. Die Anordnung der Verbindung ist in Fig. 442 angegeben. Durch die Schraffur ist, wie üblich, die Ausdehnung der Futterplatten angedeutet. Die Niete b (Fig. 441) ist aus praktischen Rücksichten nach c verlegt.

Ist die Vertikalkraft für den Trennungsquerschnitt 20000 kg, so wird

$$\tau_s = \frac{20000}{2 \cdot 34 \cdot 3{,}14} \approx 95 \text{ kg/qcm}$$

für die Nieten und hiermit

$$\tau_{res} = \sqrt{258^2 + 95^2} = \approx 275 \text{ kg/qcm}.$$

Nach Tab. Nr. 6 Spalte b gewährt diese Beanspruchung der Nieten hinreichende Sicherheit. Die Kontrolle der Biegungsbeanspruchung der

Laschen unter Berücksichtigung der Verschwächung durch die Nieten nach Tab. Nr. 41 ist nachstehend ausgeführt (für Schnitt $m' - m'$):

h	Werte von $\frac{b\,h^3}{12}$ für $b = 1$ cm	
cm	+	—
+ 84,8	50 817	—
— 80	—	42 6[illegible]7
+ 76	36 581	—
— 66	—	23 958
+ 62	19 861	—
— 50	—	10 417
+ 46	8 111	—
— 34	—	3 275
+ 30	2 250	—
— 18	—	486
+ 14	229	—
— 2	—	—

$$\begin{array}{r} +\ 117\,849 \\ -\ \ 80\,803 \\ \hline \Theta = \ \ 37\,046 \end{array} \text{ für } b = 1.$$

Für beide Laschen wird $\Theta = 1{,}6 \cdot 37046 = 59274$ cm^4. Der durch Nieten geschwächte Steg (Schnitt $m - m$ Fig. 442) ergibt ein $\Theta_s = 41\,104$ cm^4. Im Vergleich zum Steg sind die Laschen auf Biegung hinreichend sicher.

Im Schnitt $m - m$ ist schließlich für das ganze Profil unter Berücksichtigung der vorhandenen Verschwächungen die durch das Biegungsmoment des Querschnitts hervorgerufene maximale Beanspruchung zu untersuchen. (Weitere ausführliche Beispiele s. Abschn. VI.)

§ 127. Armierung der Träger. Die vorstehend ausgeführten Berechnungen des Trägerprofils und der Laschenverbindungen berücksichtigen nur Beanspruchung des Trägers durch Kräfte in seiner Hauptbelastungsebene. Durch Auftreten seitlicher Komponenten können Beanspruchungen auftreten, welche Deformationen des Trägers nach Fig. 443 verursachen. Für Träger größerer Spannweiten bzw. Ausladung überwiegt, besonders bei belastetem Obergurt, die Beanspruchung nach Fig. 443a, derselben ist durch entsprechende seitliche Versteifung entgegenzuwirken. Bei Trägern ohne Laufkatzenbahn (Drehkrane) wird dies durch Stehbolzen oder leichte Vergitterung der Flanschen beider Trägerhälften (Fig. 446) erreicht; Träger mit Laufkatzenbahn erhalten, wenn nicht von vornherein sehr breitbasige

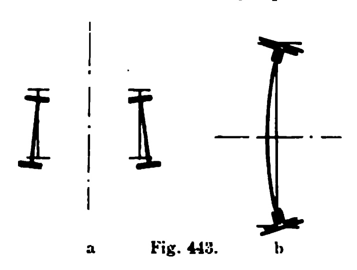


Fig. 443.

Profile (Tab. Nr. 40) verwandt wurden, besondere Gurtungsversteifung durch aufgelegte Hilfsprofile (Fig. 445), welche für die Berechnung des Widerstandsmomentes unberücksichtigt bleiben; vielfach empfiehlt sich auch gegenseitige Absteifung beider Träger durch ein oder mehrere starre Verbindungsjoche (Fig. 444), welche genügendes Durchgangsprofil für die Katze freigeben.

Genietete Träger mit hohem Steg, welche Ausknickung nach Fig. 443b ausgesetzt sind, werden zur Verhütung nachteiliger Wirkung durch vertikale Versteifungswinkel (Fig. 447a) verstärkt, für welche erfahrungsgemäß Entfernungen von 1—1,5 m genügen. Zwischen die stehenden Winkel werden bisweilen noch Diagonalen (Fig. 447b) eingezogen.

Bei Laufkranen bietet die Endverbindung der beiden Trägerhälften (s. § 128) sowie die Anbringung der Bedienungsgalerien die Möglichkeit einer soliden seitlichen Versteifung des ganzen Systems, welche für die Sicherung des Verbandes beim Anfahren und Bremsen, besonders schnellfahrender Krane, bei einseitiger Laststellung von großer Wichtigkeit ist. Da man in dieser Hinsicht allein auf die Erfahrung angewiesen ist, so ist es in Fällen, wo ein praktischer Anhalt nicht gegeben ist, ratsam, den Entwurf so vorzubereiten, daß zusätzliche Versteifung nach Inbetriebsetzung erforderlichenfalls noch ausführbar ist.

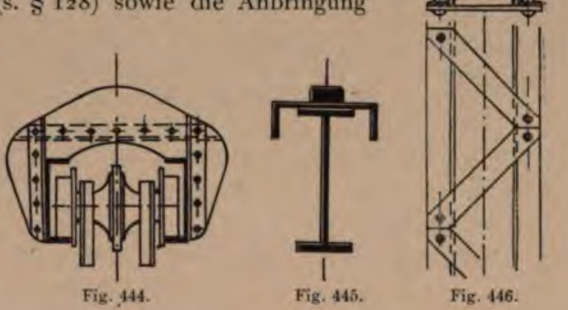
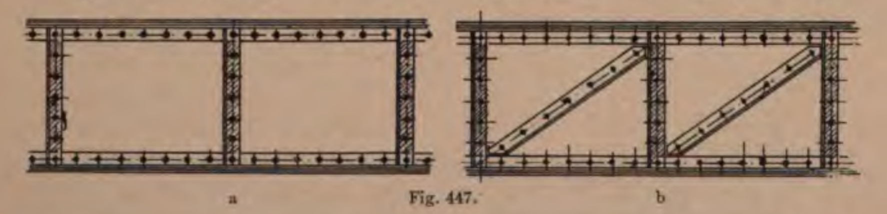


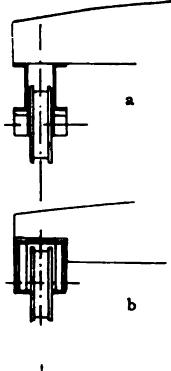
Fig. 444. Fig. 445. Fig. 446.



a Fig. 447. b

§ 128. Endverbindung von Laufkranträgern. Von den in Fig. 448 angegebenen Anordnungen der Endträger wird Verbindung nach Fig. 448c meistens bevorzugt wegen der geringen Konstruktionshöhe, größter Unempfindlichkeit gegen Schwankungen senkrecht zur Fahrbahn und der Möglichkeit bequemer Diagonalversteifung in der Fahrtrichtung durch entsprechende Ausbildung der Ober- und Untergurte. Belastungsschema des

Querträgers s. Fig. 449. Den Radstand wähle man nach § 112. Die Belastung setzt sich zusammen aus dem halben Eigengewicht der Kranträger und der ganzen Nutzlast + Katzengewicht, entsprechend der Katzenstellung für ungünstigste Beanspruchung. Die Hauptträger durchdringen den inneren Querträger, dessen Steg und Gurtungen bei *a* (Fig. 450) gewöhnlich durchschnitten sind.



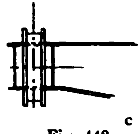


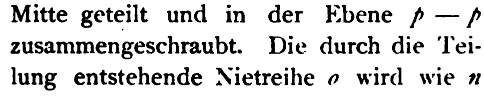
Fig. 448.

Die Berechnung der Verbindungen geht von dem für Schnitt *b* — *b* berechneten Trägerprofil aus, welches unter Annahme gleicher Lastverteilung auf beide Trägerhälften wie in § 124 angegeben, berechnet werden kann.

Nietenreihe *n* — *n* (Fig. 450). Die Nietenquerschnitte sind durch die Vertikalkraft des Querschnitts und Biegungsmoment beansprucht. Die Berechnung kann nach § 126 erfolgen.

Nietreihe *m* — *m* (Fig. 450). Außer der Schubbeanspruchung durch die Vertikalkraft tritt Biegungsbeanspruchung im Querschnitt auf, welche die Nieten abzureißen sucht; die größte Zugspannung wird durch Berechnung des Widerstandsmomentes sämtlicher Nietquerschnitte ermittelt, wobei das Trägheitsmoment jedes einzelnen Nietes mit $f \cdot a^2$ (vgl. § 126) eingesetzt werden kann.

Mit Rücksicht auf Transport wird der Endträger meistens in der Mitte geteilt und in der Ebene *p* — *p* zusammengeschraubt. Die durch die Teilung entstehende Nietreihe *o* wird wie *n*



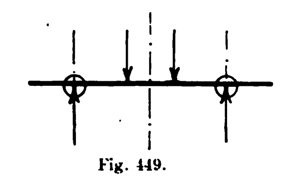


Fig. 449.

beansprucht, muß aber, da vielfach nur einschnittig ausgeführt, besonders berechnet werden.

Die Schrauben *p* — *p* werden wie die Nieten *m* — *m* beansprucht; die Ausführung hat besonders § 88, 89 und die einschlägigen Angaben des Anhangs zu berücksichtigen.

Ausführliche Beispiele s. Abschn. VI.

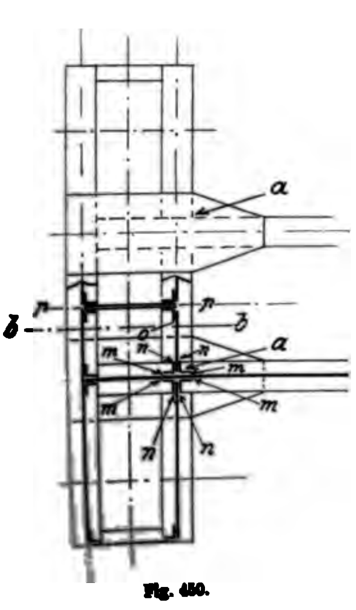


Fig. 450.

2. Fachwerkträger.

A. Für Laufkrane.

§ 129. Gebräuchliche Fachwerksysteme, Linienführung der Gurtungen.

Für Laufkranträger wird Fachwerk meist nur für Spannweiten über 10 m gewählt. Die Entscheidung darüber, ob in einem bestimmten Fall Vollwand- oder Fachwerkträger vorzuziehen ist, hängt wesentlich von Erfahrungen ab, die an verschiedenen Stellen ganz verschiedene Wege vorschreiben. Rücksicht auf die mit den vorhandenen Werkstatts-Einrichtungen erreichbare rationellste Herstellung, sowie zum großen Teil persönliche Ansicht und nicht minder das Verfolgen ausgeprägter Moderichtungen geben hier viel häufiger den Ausschlag, als das Bestreben möglichster Gewichtsersparnis, dem in vielen Fällen noch eine zuverlässige Vergleichsbasis fehlt, da nicht allein die theoretisch errechneten Beanspruchungen, sondern Durchbiegung und seitliche Steifigkeit des Verbandes eine Ausführung hinsichtlich ihrer Güte charakterisieren. Für Krananlagen, welche im Freien arbeiten, wird stets der Winddruck zugunsten des Fachwerks sprechen; für Werkstätten mit Oberlicht verdient mit Rücksicht auf Beleuchtung Fachwerk gleichfalls häufig den Vorzug.

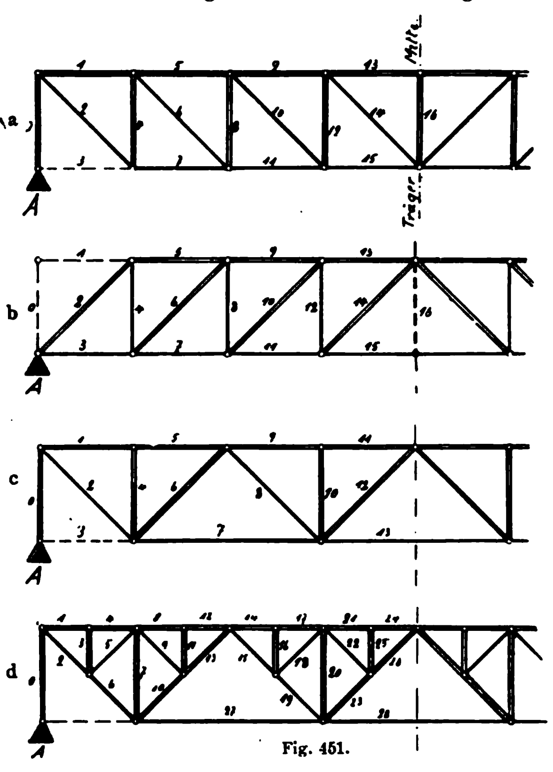


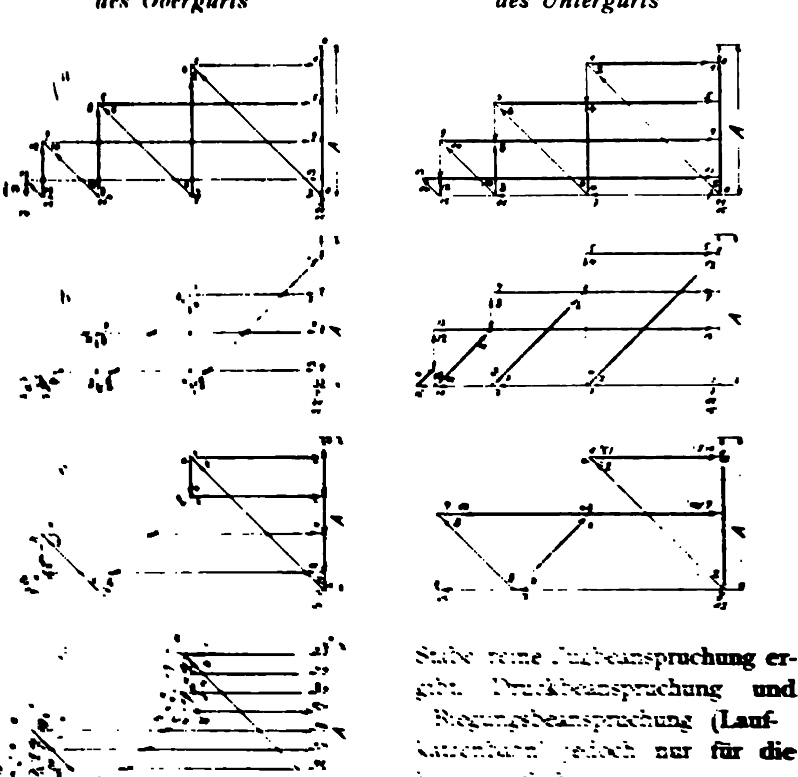
Fig. 451.

Die allgemein üblichen Ausführungsformen sind der Parallel- oder der Halbparabelträger mit ihren Zwischenformen (vgl. Fig. 428). Die Anordnung der gerade verlaufenden Gurtung richtet sich wie bei vollwandigen Trägern danach, ob die Laufkatzenbahn unten oder oben liegt. Die Trägerhöhe in der Mitte der Spannweite schwankt zwischen $\frac{1}{10}$ und $\frac{1}{15}$ der Spannweite.

Gebräuchliche Fachwerksformen s. Fig. 451. Die Anordnung der Hilfsvertikalen 4, 10 etc. der Fig. 451c und der Hilfszwischenglieder 3, 5,

7, 9, 11 etc. der Fig. 451 d hängt davon ab, ob die Katze auf dem Ober- oder Untergurt läuft. Laufkranträger sind meistens zur Mitte Laufbahn symmetrisch. Vorzüge des einen oder andern Fachwerksystems lassen sich nicht ohne Weiteres aussprechen. Es ist im Allgemeinen, sofern die Werkstatteinrichtungen etc. nicht andere Gesichtspunkte in den Vordergrund stellen, derjenigen Stabanordnung der Vorzug zu geben, welche für die längeren

Eigengewicht konzentriert in den Knotenpunkten
des Obergurts *des Untergurts*



Stäbe reine Zugbeanspruchung ergibt, Druckbeanspruchung und Biegungsbeanspruchung (Laufkatzenbahn) jedoch nur für die kürzeren Stäbe.

Die Beanspruchung der einzelnen Stäbe und ihrer Verbindungen setzt sich zusammen aus [illegible] das Eigengewicht [illegible] die bewegte Last (Lauf- [illegible] Stabbeanspruchung [illegible] umgekehrt (s. später).

[illegible] Stabbeanspruchungen empfiehlt sich die nachstehende [illegible] welche besonders für die [illegible] Übersichtlichkeit ausgezeichnet [illegible] Sonderfälle [illegible] Untersuchung fähig ist:

§ 130. Beanspruchung durch Eigengewicht. Das Eigengewicht wird unter Anlehnung an Erfahrungszahlen (Tab. Nr. 15) pro laufendes m der Spannweite angenommen und in den Knotenpunkten des Ober- oder Untergurtes in entsprechenden Beträgen konzentriert. Der in bekannter Weise entwickelte Kräfteplan ergibt die zugehörigen Stabbeanspruchungen; für die Fachwerksysteme der Fig. 451 sind dieselben in Fig. 452 dargestellt, die Druckbeanspruchungen sind durch Doppellinien gekennzeichnet, die einzelnen Kräfte tragen in den Endpunkten die Nummern der Systemstäbe, denen sie zugeordnet sind. Aus den Kräfteplänen ist ersichtlich, daß die verschiedenen Annahmen über Angriff des Eigengewichtes die Gurtungskräfte nicht wesentlich beeinflussen, sondern nur die Kräfte der Vertikalen resp. Diagonalen. Der Berechnung der einzelnen Stäbe ist diejenige Annahme zugrunde zu legen, welche die größten Stabkräfte ergibt, z. B. bei System Fig. 452a Angriff des Eigengewichtes in den Knotenpunkten des Obergurtes, bei System Fig. 452b im Untergurt. Die Fachwerksanordnung Fig. 452c verlangt für die Diagonalen Entnahme der Kräfte aus beiden Kräfteplänen. Es empfiehlt sich bisweilen, zwei Kräftepläne, für Konzentration des Eigengewichtes im Obergurt und im Untergurt, zu entwerfen, um richtige Auswahl der Kräfte treffen zu können.

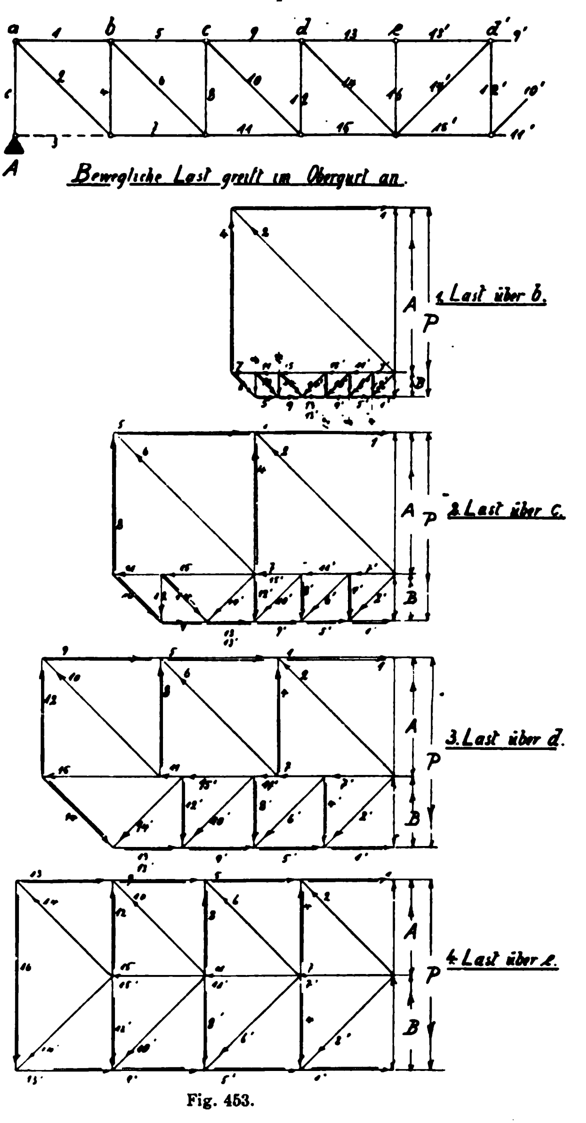
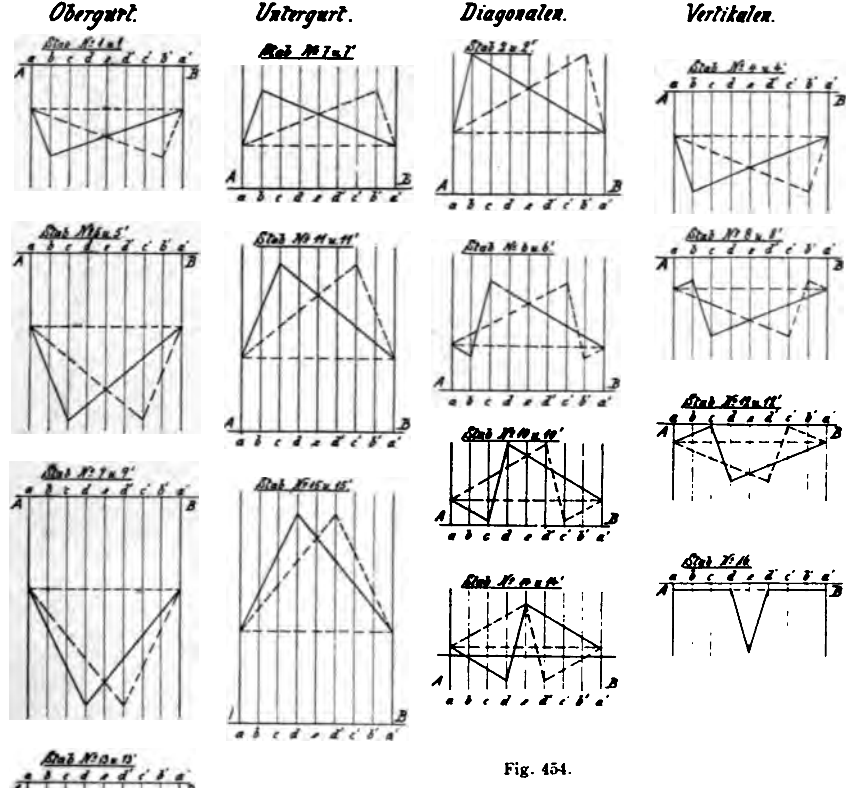


Fig. 453.

§ 131. Beanspruchung durch bewegliche Lasten. Die Erläuterung des Untersuchungs- und Darstellungsverfahrens ist an Hand des Fachwerkssystems Fig. 451 a durchgeführt.

Unter Annahme einer Einzellast, die je nach der beabsichtigten Anordnung des Kranes im Obergurt oder Untergurt angreift, sind für die



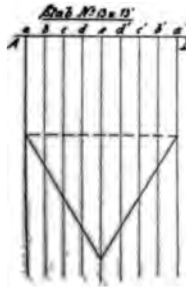


Fig. 454.

Hauptstellungen der Last in den Knotenpunkten der betreffenden Gurtung die Kräftepläne in bekannter Weise zu entwerfen (Fig. 453). Da der Träger symmetrisch zur Mitte ausgeführt wird, so ist die Anzahl der Kräftepläne gleich der halben Anzahl der in Betracht kommenden Gurtungs-Knotenpunkte. Jeder Kräfteplan geht von der Auflagerreaktion A aus, die wie bei dem gewöhnlichen frei aufliegenden Balken nach der Momentengleichung um das Auflager B errechnet wird. Die den Kräfte... entnehmenden Stabkräfte werden in einer tabellarisch ange... ...ammtafel (Fig. 454) so zusammengestellt, daß man für jeden ...rschiedenen Knotenpunktsstellungen der Last entsprechende

Stabkraft finden kann; Zugbeanspruchungen werden von der Achse nach oben, Druckbeanspruchungen nach unten aufgetragen.

Es läßt sich ohne Schwierigkeit nachweisen, daß die Beanspruchung eines Stabes beim Übergang der Last von einem Knotenpunkt zum benachbarten, von dem einen bekannten Wert in den anderen, gleichfalls bekannten Wert, nach einer geraden Linie verläuft. Um die Kraftdiagramme der einzelnen Stäbe zu vervollständigen, sind die Endpunkte der für die Knotenpunkte gefundenen Kräfte durch Gerade zu verbinden.

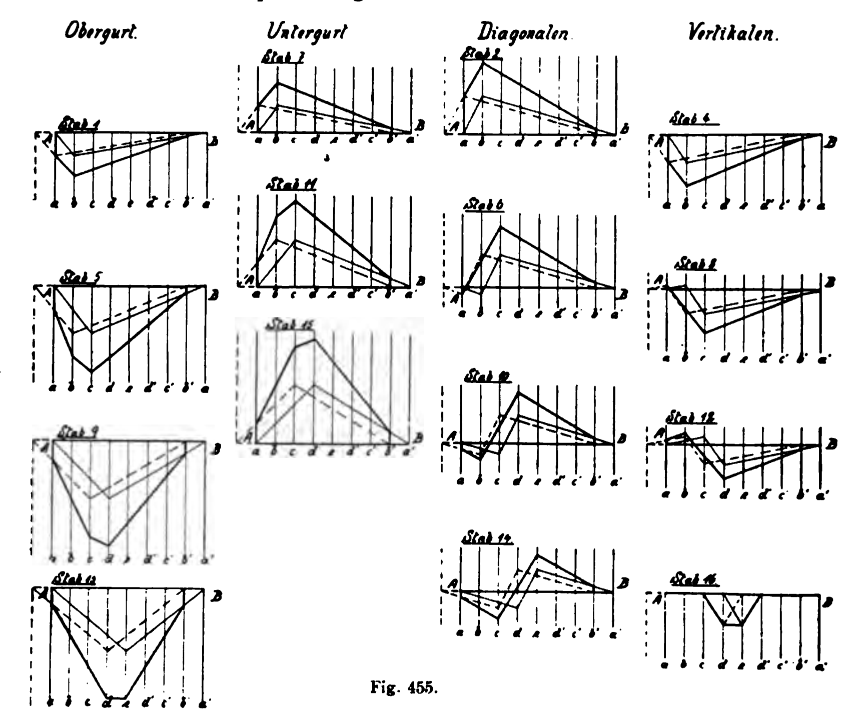


Fig. 455.

Der Umstand, daß diese Diagramme (Einflußlinien) sich aus geraden Linien zusammensetzen, vereinfacht das Verfahren beträchtlich und liefert sichere Mittel gegen Fehler der Rechnung.

Die symmetrische Anordnung der Stäbe zur Trägermitte ergibt nach einfacher Erwägung die Diagramme der Stäbe für die rechte Trägerhälfte, welche in gestrichelten Linien in der Tab. Fig. 454 angegeben sind.

Die Beanspruchung der Stäbe durch das Eigengewicht des Trägers bedingt für jeden Stab eine Verlegung der Nullachse der Kräfte, deren Betrag aus den Kräfteplänen für das Eigengewicht zu entnehmen ist. Diese Verlegung der Nullachsen ist in Fig. 454 unter Benützung der Werte der Fig. 452a ausgeführt.

Durch die Raddrücke der Laufkatze wird ein Laufkranträger durch zwei Kräfte belastet, die sich in unveränderlichem gegenseitigen Abstand

über denselben hinwegbewegen. Jede dieser Kräfte ruft unabhängig von der anderen Stabbeanspruchungen hervor, welche durch die Diagrammtabelle Fig. 454 in ihrem Verhältnis zur Einzellast festgelegt sind, wenn die gleiche Fachwerksanordnung wie dort angenommen wird. Um die resultierende Beanspruchung eines Stabes durch beide Kräfte zu erhalten, sind die, gleichzeitig bei einer bestimmten Katzenstellung, auftretenden Beanspruchungen durch die beiden Raddrücke zu addieren. Will man die Stabbeanspruchung, wie es in Fig. 455 geschehen ist, in Abhängigkeit von der Stellung des linken Laufrades auftragen, so ist zu berücksichtigen, daß die zugehörige Ordinate der Einflußlinie für das rechte Laufrad um den Radstand nach rechts verschoben ist, und an dieser Stelle abgegriffen werden muß. Um Irrtümer auszuschließen, zeichnet man daher zweckmäßig die Einflußlinie des rechten Laufrades gegen die des linken um den Radstand nach links verschoben, um dann direkt die in der gleichen Ordinate liegenden, jetzt zusammengehörigen Werte addieren zu können. Das ist in Fig. 455 geschehen, in welcher die Ordinaten der Einflußlinien der beiden Raddrücke gleich der Hälfte der Werte der Fig. 454 angenommen sind unter gleichzeitiger Ausschließung des Eigengewichts.

Die vorstehend erläuterte Methode gestattet die Ermittlung der Stabkräfte mit gleicher Sicherheit, wenn der Radstand der Katze von der Knotenpunktsdistanz der Gurtung abweicht, wenn die beiden Raddrücke verschieden voneinander sind und wenn die Katze mehr als vier Laufräder hat.[1])

Die Übersichtlichkeit der Darstellung läßt ohne Schwierigkeit die Felder erkennen, in denen die Wirkung des Eigengewichtes einen Wechsel der Stabbeanspruchung nicht aufheben kann, und in denen meistens Gegendiagonalen angebracht werden. Ausführliche Beispiele vgl. Abschn. VI.[2])

§ 132. Festlegung der Stabprofile und der Knotenpunktsverbindungen.

Für die Bestimmung der Stabprofile sind neben den Festigkeits- etc.-Verhältnissen die konstruktiven Gesichtspunkte für die Vereinigung der Stäbe in den Knotenpunkten maßgebend. Die Berechnung der Stabquerschnitte muß deshalb mit der Konstruktion der Knotenpunktsverbindungen Hand in Hand gehen. Vgl. auch § 89.

Einfache Zugstäbe haben der Bedingung zu genügen

$$P \leqq F \cdot k_z;$$

für F ist der am meisten durch Nieten geschwächte Stabquerschnitt einzusetzen.

---

[1]) S. Dinglers Polyt. Journal 1905, Heft 43.

[2]) Hinsichtlich der allgemeinen Anwendbarkeit der vorstehend erläuterten Berechnungsmethode mufs noch hervorgehoben werden, dafs dieselbe gestattet, für häufiger vorkommende Trägersysteme Vereinfachungen einzuführen, welche dieselbe besonders zur Ausarbeitung von Normaltabellen für Konstruktionsbureaux geeignet machen.

Druckstäbe sind gegen seitliches Ausknicken zu berechnen mit

$$n \cdot P \leqq \pi^2 \cdot \frac{E \cdot \Theta}{l^2}$$

(vgl. § 11).

Für n rechnet man bei Eisenkonstruktionen bei normaler Belastung 10—20, wenn die vorstehende Formel (Eulersche Formel) unter Voraussetzung der Kraftwirkung nach Fig. 77 benützt wird. Die Wahl der einschlägigen Annahmen wird in manchen Fällen durch besondere Erfahrungen der Praxis beeinflußt, die zur Ausarbeitung von Normaltabellen für die Berechnung führen.

Gegen das Ende der Druckstäbe wiegt die einfache Druckbeanspruchung vor und ist unter Berücksichtigung von Querschnitts-Verschwächungen zu untersuchen, ob

$$P \leqq F \cdot k.$$

Die Möglichkeit der Gestaltung der Stabprofile ist sehr mannigfaltig. Für Gurtungsstäbe soll das Trägheitsmoment gegen seitliche Biegung möglichst vorteilhaft sein, weshalb hier das Profil einer gewissen Breitenentwicklung bedarf. Gurtungsstäbe, welche gleichzeitig den Laufschienen der Katzenbahn zur Unterstützung dienen, sind der ungünstigsten Radstellung entsprechend auf Biegung zu berechnen. Die Profilgestaltung der Zwischenglieder ist vorwiegend von praktischen Rücksichten, die möglichst bequeme Ausführung der Stabanschlüsse und einfache Formen für die Knotenbleche umfassen, abhängig.[1]) Werden diese Profile aus mehreren Teilen zusammengesetzt, so ist die Querschnittsanordnung nach Möglichkeit so zu treffen, daß keine unzugänglichen Winkel entstehen, welche für Reinigungs- und Anstricharbeiten schwer zugänglich oder ganz unzugänglich sind. Für Kräne, die im Freien arbeiten, sind Winkel, in denen sich Wasser ansammeln kann, zu vermeiden bzw. ist für Wasserabfluß Sorge zu tragen.

Ausführliche Beispiele vgl. Abschn. VI.

§ 133. Endverbindungen, Querversteifung. Die Endverbindung der beiden Trägerhälften durch die Querträger geschieht in gleicher Weise wie bei den Blechträgern (vgl. § 128). Das Fachwerk hört kurz vor den Auflagern auf, die Ober- und Untergurtung werden durchgeführt und durch eine Blechwand an Stelle der Diagonalen und Vertikalen miteinander verbunden; die Berechnung der Verbindung mit dem Querträger ist nach § 128 vorzunehmen. Die erforderlichen Querversteifungen werden meist durch die Unterstützungselemente der Bedienungsgalerien erzielt. Dieselben werden an ihrem äußeren Rande durch einen vollwandigen Träger niederen Profils oder einen ganz leichten Fachwerkträger abgestützt, welcher einen wirksamen räumlichen Diagonalverband mit den Hauptträgern gestattet. Wird die Bedienungsgalerie mit Platten aus perforiertem Blech belegt,

[1]) Vgl. auch § 89.

so bewirken die Belagplatten bei entsprechender Randbefestigung bereits eine kräftige wagrechte Versteifung.

B. Fachwerkträger für Drehkrane.

§ 134. Der Entwurf der Umfangslinien des Fachwerks für Drehkranausleger ist außer von der verlangten Hubhöhe und Ausladung von dem erforderlichen freien Luftprofil unterhalb des Trägers abhängig. Es wird daher die allgemeine Anordnung des Kranes (Abschn. II) die Umrißform des Auslegers festlegen, welcher bei konstanter Ausladung mittels einfachen Kräfteplanes oder der Ritterschen Methode (s. § 4), bei variabler Ausladung nach den Entwicklungen des § 131 zu untersuchen ist. Zu den Beanspruchungen durch die vertikal wirkenden Gewichte und ihre Reaktionen gesellen sich unter Umständen Beanspruchungen durch Kräfte und Reaktionen von Bewegungsspindeln, Schwenkwerken, Winddruck (Tab. Nr. 34).

Tabelle Nr. 34. Windstärke nach Beaufort.

	Bezeichnung	Geschwindigkeit des Windes m/sec.	Druck kg/qm
0	Windstille . . .	0—1,3	0—0,2
1	Leiser Zug . . .	3,6	1,5
2	Schwacher Wind .	5,8	4,1
3	Leichter Wind .	8,0	7,7
4	Mäßiger Wind .	10,3	12,6
5	Frischer Wind .	12,5	18,9
6	Starker Wind . .	15,2	27,9
7	Harter Wind . .	17,9	38,7
8	Stürmischer Wind	21,5	55,6
9	Sturm	25,0	75,5
10	Starker Sturm . .	29,1	102,5
11	Schwerer Sturm .	33,5	135,7
12	Orkan	40,2	195,5

Der Druck p auf 1 qm ebene Fläche senkrecht zur Windrichtung bei der Geschwindigkeit v ist berechnet nach der Formel:

$$p = 0{,}122\, v^2.$$

Bei der Vielseitigkeit der Auslegerformen für Drehkrane kann bezüglich der einzelnen Rechnungsdetails nur auf die ausführlichen Beispiele des Abschn. VI verwiesen werden.

VI. Abschnitt.

Ausgeführte Beispiele.

Beispiel Nr. 1.

Gießerei-Drehkran für Handbetrieb.

(Taf. V bis VIII.)

Erbauer: Duisburger Maschinenbau - Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman.

Konstruktionsgrundlagen. Tragfähigkeit 7500 kg mit variabler Ausladung bis zu 6 m. Nutzbare Hubhöhe ca. 8 m. Höchste Hakenstellung 5 m über Flur. Huborgan kalibrierte Gliederkette mit Kettennuß. Die Winde soll mit zwei auswechselbaren Übersetzungen versehen sein zum schnelleren Heben leichter Lasten. Allgemeiner Aufbau des Kranes nach Taf. IV, Fig. 11.

Allgemeine Anordnung. Der mit der drehbaren Säule fest verbundene Ausleger wird durch Zug am Lasthaken geschwenkt. Die Drehsäule ist in einfachem Spur- und gewöhnlichen Traglagern gelagert. Die Katze wird durch feststehendes Windwerk mittels Zugkette verfahren, Bedienung des Zugwerkes durch zwei Handketten.

Das Lastwindwerk erhält nach Vorschrift Kettennuß mit Führungsrolle, das leere Kettenende wird in einem an den Ausleger angehängten Blechkasten aufgefangen, freie Zuglänge des hängenden Kettenendes ca. 1,25 m. Der verlangte Wechsel der Übersetzung wird durch axiale Verschiebung der Kurbelwelle erreicht; entsprechend den drei Stellungen derselben: 1. Langsamer Übersetzung für schwere Last, 2. Ausschaltung zum Lastsenken mit feststehenden Kurbeln und 3. schneller Übersetzung für leichtere Lasten, hat die Kurbelwelle drei Ringnuten, in welche eine im Windengestell gelagerte Falle eingreift. Die Bremse is

als Sperradbremse ausgeführt, sie hält die Last bei Ausrücken der Kurbelwelle in der Schwebe, Regulierung der Senkgeschwindigkeit erfolgt mittels Handrades und Schraube. Die Bremse schließt nicht selbsttätig, ist daher zur Verhütung von Unfällen stets vor Anhub der Last fest anzuziehen.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Ausleger, Drehzapfen, Hubwindwerk nebst Bremse, Laufkatze mit Unterflasche, Zugwindwerk der Katze, Schwenkwiderstand.

1. Ausleger. Systempläne s. Taf. VIII. Die durch die Nutzlast von 7500 kg in äußerster Stellung erzeugten Stabkräfte sind im Kräfteplan Fig. 3 entwickelt, zunächst ohne Berücksichtigung des Eigengewichts. Die beabsichtigten Querschnittsformen der verschiedenen Stäbe sind durch den allgemeinen Entwurf festgelegt. Die vorbereitende Berechnung ergibt:

Stab 0: $P = -15900$ kg. Aus $n \cdot P = \pi^2 \cdot \frac{E\Theta}{l^2}$ folgt mit $n = 10$, $E = 2000000$, ein erforderliches $\Theta = 1129$ cm^4.

Hierfür genügt ein Profil

⅃L ⅃L mit 4 L 120 × 80 × 12 mit $\Theta = 1292$ cm^4.

In der Nähe der Anschlüsse wiegt Druckbeanspruchung vor

$$\sigma_d = \frac{15900}{4 \cdot 22,7} = 175 \text{ kg/qcm.}$$

Stab 1: $P = 12850$ kg. Bei Last in äußerster Stellung tritt neben Zug Biegung auf mit gefährlichem Querschnitt in Knotenpunkt a

$$M_b = 7500 \cdot 114 = 855000 \text{ cmkg.}$$

Erforderlich bei 2 I-Profilen

$$W = \frac{855000}{2 \cdot 750} = 570 \text{ cm}^3.$$

Dem genügt I-N.-P. Nr. 29 mit $W = 594$ cm^3.

Bei Stellung der Last in der Mitte zwischen a und b würde

$$M_b = \frac{7500 \cdot 486}{4} = 911000 \text{ cmkg}$$

mit einer Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{911000}{2 \cdot 594} \doteq 765 \text{ kg/qcm.}$$

Dazu Zugbeanspruchung

$$\sigma_z = \frac{12850}{2 \cdot 64,8} \doteq 100 \text{ kg/qcm.}$$

Statt I-N.-P. Nr. 29 wäre Nr. 30 zu nehmen.

Dasselbe ergäbe mit $W = 652$, $F = 69,0$

$$\sigma_b \doteq 700 \text{ kg/qcm}$$
$$\sigma_z = 93 \text{ kg/qcm.}$$

Stab 2: $P = -6900$ kg, $l = 225,4$ cm.

$$\text{Erforderliches } \Theta = \frac{10 \cdot 6900 \cdot 225^2,4}{\pi^2 \cdot 2000000} = 175 \text{ cm}^4$$

Profil wie für Stab 0 mit 4 L 120 × 80 × 12, $\Theta = 1292$ cm^4 **angenommen.**

Stab 3: $P = +7000$ kg. Mit Rücksicht auf bequeme Verbindung mit Stab 1 und Anbau des Windwerks 2 [-N.-P. Nr. 30 angenommen.

$$\sigma_z = \frac{7000}{2 \cdot 58,8} \approx 60 \text{ kg/qcm.}$$

Stab 4: $P = -17000$, $l = 358,5$ cm.

$$\text{Erforderliches } \Theta = \frac{10 \cdot 17000 \cdot 358^2,5}{\pi^2 \cdot 2000000} = 1090 \text{ cm}^4.$$

Angenommen Querschnitt wie Stab 0 mit $\Theta = 1292$ cm^4.

Mit Rücksicht auf Eigengewicht und Verschwächung der Querschnitte durch Nieten werden die Querschnitte der Stäbe verstärkt (vgl. Taf. VI). Nach Festlegung dieser Profile ist der Systemplan durch Eigengewicht zu ergänzen (Fig. 1 u. 2, Taf. VIII). Das Eigengewicht für Unterflasche, Katze und Windwerk wird nach dem allgemeinen Entwurf schätzungsweise festgelegt bzw. nach Erfahrungswerten angenommen, das Gewicht der Stäbe wird den Tabellen des Anhangs entnommen. Sämtliche Eigengewichte werden in entsprechenden Beträgen auf die Knotenpunkte verteilt.

Da nicht alle Stäbe bei äußerster Laststellung am höchsten beansprucht werden, so muß genaue Untersuchung nach § 131 erfolgen (Fig. 1 u. 2, Taf. VIII). Das Ergebnis ist in der graphischen Tabelle auf Taf. VIII zusammengestellt. Außer den aus der Diagrammtabelle zu entnehmenden größten Stabkräften sind für einige Stäbe noch besondere Beanspruchungen (Biegung bzw. Zerknickung durch Kettenzug) zu berücksichtigen.

Die Untersuchung der Stabbeanspruchungen und der Anschlüsse ergibt:

Stab 0: Größte Stabkraft nach der Diagrammtabelle -18650 kg, $l = 3770$. Profil 4 ∟ 160 × 80 × 14 mit Gesamt-$\Theta = 3288$ cm^4. Das ergibt eine Sicherheit

$$n = \cdot \pi^2 \frac{2000000 \cdot 3288}{18650 \cdot 377^2} = 25.$$

Auf Druck in der Nähe der Knotenpunkte wird mit $F = 4 \cdot 31,6 = 126,4$ qcm

$$\sigma = \frac{18650}{126,4} = 147,5 \text{ kg/qcm.}$$

Anschlußnieten:

Unten:
$$f = 4 \cdot 4 \cdot \frac{2^2 \pi}{4} \approx 50 \text{ qcm}$$

$$\tau = \frac{18650}{50} = 373 \text{ kg/qcm.}$$

Druck in der am höchsten beanspruchten Lochwand des Knotenbleches

$$p = \frac{18650}{8 \cdot 2 \cdot 1,3} \approx 900 \text{ kg/qcm.}$$

Oben: Horizontalkomponente 15000 kg.

$$\text{Erforderliches } F = \frac{15000}{750} = 20 \text{ qcm.}$$

Dem würden 7 Nieten von 20 ϕ genügen. Mit Rücksicht auf seitliche Versteifung (s. am Schluß unter Schwenkwiderstand) sind auf jeder Trägerseite 20 Nieten angeordnet.

Stab 1: Höchste Beanspruchung, wenn Last in der Mitte zwischen a und b. Für diese Stellung wird

$$M_b \text{ (bewegliche Last)} = 8000 \cdot \frac{486}{4} = 972\,000 \text{ cmkg}$$
$$M_b \text{ (Eigengewicht des Trägers)} \approx 32\,000 \text{ »}$$
$$M_b \text{ (total)} = 1\,004\,000 \text{ cmkg}$$

$$\sigma_b = \frac{1\,004\,000}{1562} \approx 645 \text{ kg/qcm.}$$

Die gleichzeitig auftretende Zugkraft ist nach der Stabkrafttabelle Taf. VIII 7500 kg. Dieselbe wird durch den ca. 3750 kg betragenden Zug der Lastkette, welche Stab 1 auf Zerknickung beansprucht, auf 7500 — 3750 = 3750 kg ermäßigt. Daraus folgt eine Zugbeanspruchung für Stab 1 zu

$$\sigma_z = \frac{3750}{2 \cdot 77{,}7} = 24 \text{ kg/qcm}$$
$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = 645 + 24 \approx 670 \text{ kg/qcm.}$$

Bei ganz ausgefahrener Katze erhält Stab 1 einen Zug von 15000 kg und im Querschnitt bei a eine Biegung mit $M_b = 8000 \cdot 114 = 912\,000$ cmkg

$$\sigma_b = \frac{912\,000}{1562} \approx 580 \text{ kg/qcm}$$
$$\sigma_z = \frac{15\,000}{2 \cdot 77{,}7} = 96 \text{ »}$$
$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = 676 \text{ kg/qcm.}$$

Der Anschluß des Stabes 1 an die Säule 3 ist am höchsten beansprucht, bei ganz eingezogener Katze in vertikaler Richtung und bei ganz ausgefahrener Katze in horizontaler Richtung. Im letzten Fall Übertragung von Stab 1 auf das wagrechte Anschlußblech (Taf. VI) durch 18 einschnittige Nieten 20 Φ

$$\tau = \frac{15\,000}{18 \cdot 2^2 \frac{\pi}{4}} = 265 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Druck in der Lochwand des Bleches

$$p = \frac{15\,000}{18 \cdot 2 \cdot 1} = 418 \text{ kg/qcm.}$$

Das Blech ist durch die Säule durchgeführt und hängt mit drei Nieten und zwei Schrauben an einem Winkel, der sich an die Hinterwand der Säule legt. Der durchgeführte innere Flansch der I-Träger ist unten mit je einer Schraube an einen Winkel angeschlossen, der sich gleichfalls hinter die Säule legt. Dadurch ist der horizontale Zug des Stabes 1 auf sieben Querschnitte von 20 mm Durchmesser verteilt; daraus folgt eine Schubbeanspruchung

$$\tau = \frac{15\,000}{7 \cdot 3{,}14} \approx 680 \text{ kg/qcm.}$$

Nimmt man die durch die Ausklinkung entstandenen Auflageflächen des Bleches als tragend an, ($f = 20$ qcm), so fällt τ entsprechend geringer aus.

Bei ganz eingezogener Katze wird der resultierende Horizontalzug von Stab 1 nur ca. 3000 kg, die Schubbeanspruchung der Verbindung in dieser Richtung sinkt dann auf ungefähr ein Viertel. In vertikaler Richtung tritt ein Auflagerdruck von ca. 4700 kg auf, durch den zunächst 10 Querschnitte von 20 mm Durchmesser mit $\frac{4700}{31,4} = 150$ kg/qcm auf Zug, und ferner 12 Querschnitte von gleichem Durchmesser mit $\frac{4700}{37,7} = 125$ kg/qcm auf Schub beansprucht werden.

Stab 2: Größte Stabkraft —7500 kg, $l = 225,4$ cm

$$\Theta = 4 \cdot 822 = 3288$$

$$\text{Sicherheit } n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 3288}{7500 \cdot 225^2,4} \approx 175.$$

Anschluß an jedem Ende mit 3 zweischnittigen Nieten für jede Trägerseite, Beanspruchung am unteren Ende am größten

$$\tau = \frac{7500}{6 \cdot 2 \cdot 2^2 \frac{\pi}{4}} \approx 200 \text{ kg/qcm}$$

$$p = \frac{7500}{6 \cdot 2 \cdot 1,3} = 480 \text{ kg/qcm.}$$

Stab 3: Größte Stabkraft auf Knickung bei eingezogener Katze 4000 kg; dazu kommen noch ca. 4000 kg Kettenzug; mithin $P = 8000$ kg

$$l = 530 \text{ cm}, \quad \Theta = 2 \cdot 495 = 990 \text{ cm}^4$$

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 990}{8000 \cdot 530^2} \approx 9.$$

Der Sicherheitskoeffizient wird durch die gegenseitige Vergitterung beider Säulenhälften wesentlich erhöht.

Die Zapfen erzeugen bei äußerster Laststellung eine größte Biegungsbeanspruchung der Säule mit M_b ca. $= 10200 \cdot 75 = 765000$ cmkg und $W = 2 \cdot 535 = 1070$ zu

$$\sigma_b = \frac{765000}{1070} = 715 \text{ kg/qcm.}$$

Dazu kommt eine Druckbeanspruchung

$$\sigma = \frac{8000}{116} = 69 \text{ kg/qcm.}$$

Die Beanspruchung liegt etwas hoch, deshalb sind in der Nähe der gefährlichen Querschnitte, d. h. bei b und d, kräftige Versteifungen vorgenommen.

Stab 4: Größte Stabkraft — 20350 kg

$$l = 358,5 \text{ cm} \quad \Theta = 4 \cdot 822 = 3288 \text{ cm}^4$$

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 3288}{20350 \cdot 358^2,5} \approx 25.$$

Oberer Anschluß mit 5 zweischnittigen Nieten auf jeder Trägerseite

$$\tau = \frac{20350}{2 \cdot 10 \cdot 2^2 \frac{\pi}{4}} \doteq 325 \text{ kg/qcm}$$

$$p = \frac{20350}{2 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 1{,}3} = 785 \text{ kg/qcm.}$$

Unten stehen die ∟ auf der Stirnplatte der Säule auf, Horizontalschub

$$P' = 20350 \cdot \frac{1800}{3585} = \text{ca. } 10200 \text{ kg.}$$

Zum Anschluß dienen auf jeder Seite drei einschnittige Nieten 20 ϕ

$$\tau = \frac{10200}{6 \cdot 2^2 \frac{\pi}{4}} \doteq 540 \text{ kg/qcm.}$$

Außerdem stützt sich der Stab mit einem abgebogenen Flansch direkt wagerecht gegen den Flansch der Säule.

2. Drehzapfen. (Taf. VII.)

Oberer Zapfen:

$$M_b \text{ ca.} = 10200 \cdot 15 = 153000 \text{ cmkg}$$

$$W = 169{,}6$$

$$\sigma_b = \frac{153000}{169{,}6} \doteq 900 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Auflagerdruck

Im Lager $p = \frac{10200}{25 \cdot 12} = 34$ kg/qcm.

Im unteren Stützpunkt

$$p = \frac{10200 \cdot 24}{50} \cdot \frac{1}{8{,}5 \cdot 1} \doteq 575 \text{ kg/qcm.}$$

Anschluß des Zapfens an das Krangerüst: Der Zapfen ist in ein mit Schrumpfring verstärktes gußeisernes Lagerauge eingesetzt, welches durch einen Vorsprung den Seitendruck direkt auf die Stirnplatte der Kransäule überträgt. Druck in der Bohrung der Blechwand

$$p = \frac{10200}{22} = 465 \text{ kg/qcm.}$$

Die Stirnplatte wird durch 14 Querschnitte von 20 mm Durchmesser gehalten

$$\tau = \frac{10200}{14 \cdot 3{,}14} = 232 \text{ kg/qcm.}$$

Unterer Zapfen:

$$M_b = 10200 \cdot 11 = 112200 \text{ cmkg}$$

$$W = 169{,}6$$

$$\sigma_b = \frac{112200}{169{,}6} = 663 \text{ kg/qcm.}$$

Auf Druck beansprucht mit

$$\sigma = \frac{13750}{\frac{12^2 \pi}{4}} = 120 \text{ kg/qcm.}$$

Beanspruchung auf Drehung durch die Reibung:

Am Umfang $M_r = 10200 \cdot 0,1 \cdot 6 = 6120$ cmkg.

An der Stirnfläche $= \frac{2}{3} \cdot 13750 \cdot 0,1 \cdot 6 = 5500$ »

$M_d = 11620$ cmkg.

$$\tau_{max} = \frac{11620}{\frac{\pi}{16} \cdot 12^3} = \frac{11620}{339,2} \approx 34 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Flächendruck:

In der Mantelfläche $p = \frac{10200}{13,5 \cdot 12} = 63$ kg/qcm.

In der Spurfläche $p = \frac{13750}{\frac{12^2 \pi}{4}} \approx 120$ kg/qcm.

(Spurplatte aus hartem Stahl, Zapfen aus weichem Stahl.)

Verbindung des Unterzapfens mit der Säule: Der Zapfen ist fest in ein gußeisernes Lagerauge eingezogen. Das Lagerauge ist in die untere Stirnplatte der Säule eingesetzt. Spezifischer Druck in der Lochwand des Bleches

$$p = \frac{10200}{26 \cdot 1} = 392 \text{ kg/qcm.}$$

Schubbeanspruchung der Nieten zur Befestigung der Stirnplatte

$$\tau = \frac{10200}{14 \cdot 3,14} = 232 \text{ kg/qcm.}$$

3. **Hubwindwerk und Bremse.** Größte Nutzlast 7500 kg. Mit zwei Mann an den Kurbeln ist nach Tab. Nr. 11 unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände eine Gesamtübersetzung von 1 : 300 erforderlich. Bei Ausführung des Krans mit Unterflasche und einer losen Rolle verbleibt für die Winde eine Übersetzung von ca. 1 : 150. Der Kettenzug ist bei ruhig hängender Last unter Berücksichtigung des Haken- etc.-Gewichtes ca. 3850 kg, das gibt bei einem η von 0,95 pro Kettenrolle einen größten Kettenzug beim Auflauf auf die Kettennuß von

$$P = \frac{3850}{0,95^4} = 4750 \text{ kg.}$$

Demselben entspricht nach Tab. Nr. 19 eine Kette von 24 mm, gewählt ist 26 mm-Kette.

Die Kettennuß muß mit Rücksicht auf kleine Übersetzung für das Windwerk mit möglichst kleinem Durchmesser ausgeführt werden. Mit sechs Zähnen wird nach § 94a

$$R_o = \frac{\frac{1}{2}(l - 2d)}{\sin\left(\frac{360}{4 \cdot n}\right)} \approx 140 \text{ mm.}$$

Entwurf der Kettennuß nach Fig. 298. Bei 110 mm Wellendurchmesser ergibt sich mit

$$M_b = \frac{4750 \cdot 70}{4} = 83000 \text{ cmkg}$$

$$M_d = 4750 \cdot 14 = 66500 \quad \text{»}$$

Kombiniertes Moment (§ 101)

$$M_c = 98000 \text{ cmkg}$$

$$W = 130{,}7 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{98000}{130{,}7} = 750 \text{ kg/qcm.}$$

Nach Festlegung der Kettennuß ergibt sich mit 450 mm Kurbelradius die für die Zahnräder erforderliche Übersetzung zu

$$150 \cdot \frac{140}{450} = 46{,}7,$$

ausgeführt

$$\frac{110}{11} \cdot \frac{50}{12} = 41{,}7.$$

Kettennußwelle mit Rädern: Durchmesser 110 mm, Beanspruchung 750 kg/qcm. Großes Zahnrad, ausgeführt mit $1{,}2\,\pi$ cm Teilung, 110 Zähnen und 110 mm Radbreite. Nach Tab. Nr. 26 kann dies Rad

$$487{,}5 \cdot 1{,}5 \approx 730 \text{ kg}$$

nutzbare Umfangskraft übertragen. Die tatsächlich vorhandene Umfangskraft beträgt

$$4750 \cdot \frac{140}{660} \cdot 0{,}95 \approx 960 \text{ kg.}$$

Für das große Rad ist diese Umfangskraft zulässig (Verzahnung nach älterer Methode, vgl. § 102), das kleine Gegenrad ist aus Schmiedeeisen, für welches dann nach Tab. Nr. 26 die Umfangskraft auf

$$730 \cdot 2{,}4 = 1750 \text{ kg}$$

steigt.

Auflagerdrücke: Am größten im Lager neben dem großen Zahnrad:

Lagerdruck nach oben durch Kettenzug $\frac{4750}{2} = 2375$ kg.

Wagrecht durch Zahndruck: 960 kg.

Totaler Lagerdruck $= \sqrt{2375^2 + 960^2} = 2560$ kg.

In der Lauffläche $p = \frac{2560}{11 \cdot 11{,}6} \doteq 20$ kg/qcm.

Im Lagerausschnitt der Blechwand $p = \frac{2560}{18 \cdot 1{,}3} \doteq 110$ kg/qcm.

Zwischenwelle mit Rädern: Kleines Trieb aus Schmiedeeisen mit erforderlicher wirksamer Umfangskraft $\frac{960}{0{,}9} = 1070$ kg.

Umfangskraft des großen Rades

$$1070 \cdot \frac{66}{250} = 282 \text{ kg.}$$

Rad ausgeführt mit $1{,}0\,\pi$ cm Teilung, 65 mm Zahnbreite; nach Tab. Nr. 26 wäre die zulässige Umfangskraft

$$250 \cdot 1{,}5 = 375 \text{ kg.}$$

Welle am stärksten beansprucht im Lager zwischen den beiden Rädern

$$M_b = 1070 \cdot 13 = 13\,900 \text{ cmkg,}$$
$$M_d = 1070 \cdot 6{,}6 \doteq 7\,000 \text{ cmkg.}$$

Kombiniertes Moment

$$M_c = 15\,000 \text{ cmkg.}$$

Erforderliches $W = \frac{15\,000}{750} = 20$ cm³.

Wellendurchmesser = 6 cm, ausgeführt 65 mm. Spezifischer Flächendruck am größten in der Lagerfläche zwischen den beiden Zahnrädern

$$p \doteq \frac{1070 \cdot \frac{85}{70} + 282 \cdot \frac{52}{70}}{14{,}5 \cdot 6{,}5} = \frac{1510}{14{,}5 \cdot 6{,}5} = 16 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Auflagerdruck im Lagerausschnitt der Blechwand

$$p = \frac{1510}{9 \cdot 1} = 168 \text{ kg/qcm.}$$

Kurbelwelle mit Trieb: Erforderliche Umfangskraft des kleinen Triebes $\frac{282}{0{,}9} = 314$ kg; zulässig nach Tab. Nr. 26 375 kg. Ausführung des Triebes mit 12 Zähnen, 120 mm Durchmesser.

Beanspruchung der Welle am größten in der durch die Eindrehungen für die Falle geschwächten Lagerstelle; angenommen zwei Mann arbeiten an einer Kurbel. Umfangskraft an der Kurbel

$$314 \cdot \frac{6}{45} = 42 \text{ kg,}$$

d. h. 21 kg pro Mann.

$$M_b = 42 \cdot 60 = 2520 \text{ cmkg}$$
$$M_d = 42 \cdot 45 = 1890 \text{ cmkg.}$$

Hieraus $M_c = 2935$ cmkg.

Erforderliches $W = \frac{2935}{750} = 3{,}92$.

Durchmesser 35 mm, ausgeführt 40 mm in der Eindrehung.

Größter Lagerdruck

$$42 \cdot \frac{125}{70} + 314 \cdot \frac{18{,}5}{70} = 158 \text{ kg.}$$

Spezifischer Auflagerdruck

$$\text{im Lager } p = \frac{158}{8 \cdot 5} \approx 40 \text{ kg/qcm.}$$

Bremse: Ausgeführt als Sperradbremse (§ 111 a) mit Spindelanzug. Nach Tab. Nr. 31 Durchmesser der Bremsscheibe bis zu 1000 mm, Breite des Bremsbandes bis zu 100 mm; Ausführung: Durchmesser 1000 mm, Breite 80 mm. Umspannter Bogen ca. $1{,}5\,\pi$.

Mit dem ausgeführten Handrad von 320 mm Durchmesser wird die maximale Druckkraft der Schraubenspindel bei 10 kg Umfangskraft am Handrad nach Tab. Nr. 4

$$Q = \frac{2 \cdot 16 \cdot 10}{3{,}3} \cdot \frac{1}{0{,}2} \cdot 0{,}9 = 437 \text{ kg.}$$

Das ergibt bei dem gewählten Hebelverhältnis

$$T_1 = 437 \cdot \frac{43{,}8}{19} \approx 1000 \text{ kg.}$$

Die erforderliche abzubremsende Umfangskraft wird unter Berücksichtigung der Reibungsverluste in den Kettenrollen etc.

$$R = 3850 \cdot 0^4{,}95 \cdot \frac{140}{500} = 875 \text{ kg.}$$

Nach § 7 ist

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu\alpha}$$
$$R = T_1\,(e^{\mu\alpha} - 1).$$

Mit $\mu = 0{,}2$ würde nach Tab. Nr. 5: $e^{\mu\alpha} = 2{,}57$

$$T_2 = 1000 \cdot 2{,}57 = 2570 \text{ kg}$$
$$R = 1000 \cdot 1{,}57 = 1570 \text{ kg.}$$

Es wäre in diesem Falle ein Wirkungsüberschuß der Bremse von $1570 - 875 = 695$ kg zur Lastverzögerung verfügbar.

Mit einem μ von 0,3 wäre am Handrad bei 1000 kg Bremskraft am Umfang der Bremsscheibe eine Kraft von nur

$$\frac{1000}{3{,}11} \cdot \frac{19}{43{,}8} \cdot \frac{3{,}3}{2 \cdot 16} \cdot \frac{0{,}2}{0{,}9} = 3{,}2 \text{ kg}$$

erforderlich.

Die Beanspruchung der Bremsteile ist abhängig von der Instandhaltung und Bedienung. Hinreichender Sicherheit entspricht die Annahme einer Kraft am Handrad von 10 kg und eines μ von 0,4. Hiernach wird

$$\text{Spindelkraft } Q = 437 \text{ kg}$$
$$T_1 = 1000 \text{ kg}$$
$$T_2 = 1000 \cdot 6{,}59 = 6590 \text{ kg.}$$

Bremsband: Geschwächt durch eine Schraube von 8 mm Durchmesser

$$\sigma_z = \frac{6590}{7{,}2 \cdot 1{,}3} \approx 700 \text{ kg/qcm.}$$

Anschlußauge für T_2:

Im Grunde der Gabel $\sigma_z = \frac{6590}{2 \cdot 2{,}5 \cdot 3} = 440$ kg/qcm,

Im Zapfenmittel $\sigma_z = \frac{6590}{4 \cdot 2{,}5 \cdot 2{,}5} = 264$ kg/qcm,

Spezifisch. Auflagerdruck $p = \frac{6590}{2 \cdot 2{,}5 \cdot 6} = 220$ kg/qcm.

Anschlußauge für T_1:

Im Grunde der Gabel $\sigma_z = \frac{1000}{2 \cdot 1{,}3 \cdot 2{,}5} = 153$ kg/qcm,

Im Zapfenmittel $\sigma_z = \frac{1000}{4 \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}7} = 58{,}5$ kg/qcm.

Bolzen für T_1: $M_b = 1000 \cdot \frac{5{,}5}{4} = 1375$ cmkg.

Erforderliches $W = \frac{1375}{750} = 1{,}83$.

Zapfendurchmesser = 27 mm, ausgeführt 26 mm Durchmesser.
Auf Abscherung

$$\tau = \frac{1000}{2{,}6^2 \frac{\pi}{4}} = 190 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Auflagerdruck am größten in der Bohrung des Hebels

$$p = \frac{1000}{2 \cdot 3} = 167 \text{ kg/qcm.}$$

Bremshebel:

$$M_b = 1000 \cdot 13{,}5 = 13\,500 \text{ cmkg,}$$

$$W = \frac{1}{6} \cdot 2 \cdot 7{,}5^2 = 18{,}7,$$

$$\sigma_b = \frac{13\,500}{18{,}7} = 725 \text{ kg/qcm.}$$

Sperrklinkenzapfen:

Durchmesser des Sperrades 700 mm, demnach Umfangskraft $875 \cdot \frac{1000}{700} =$ $= 1250$ kg. Die Last soll nur von einer Sperrklinke gehalten werden. Beanspruchung des Zapfens auf Abscherung:

$$\tau = \frac{1250}{2 \cdot 3^2 \frac{\pi}{4}} = 90 \text{ kg/qcm.}$$

Teilung des Sperrades würde nach § 109:

$$t = 0{,}3 \sqrt{1250} = \text{ca. } 100 \text{ mm,}$$

dieselbe ist mit 90 mm ausgeführt.

$$\text{Zahnhöhe} = \frac{t}{4} = 22{,}5 \text{ mm,}$$

$$\text{Radbreite} = 1{,}5 \cdot 22{,}5 = 34 \text{ mm.}$$

4. Laufkatze mit Unterflasche.

Unterflasche:

Erforderlicher kleinster Querschnitt des Hakenschaftes nach § 90:

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{7500}{350} = 21,4 \text{ qcm},$$

$d_1 = 52$ mm; Gewinde ausgeführt mit $2^1/_2''$.

Entwurf des Hakens nach Fig. 277. Bolzen der Unterflasche

$$P = 7500$$

Beanspruchung auf Abscherung.

$$\tau = \frac{7500}{2 \cdot 6^2 \frac{\pi}{4}} \doteq 132,5 \text{ kg/qcm}.$$

Spezifischer Flächendruck in der Lauffläche der Rolle

$$p = \frac{7500}{6 \cdot 9,5} \doteq 132 \text{ kg/qcm}.$$

Derselbe liegt nach Tab. Nr. 24 reichlich hoch, ist angesichts der außerordentlich geringen Geschwindigkeit von ca. 15 mm pro Minute aber zulässig.

Laufkatze: Größter Druck auf die Kettenrollenzapfen

$$P = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{3850}{0^2,95}\right)^2} \doteq 6100 \text{ kg}.$$

Beanspruchung der Zapfen auf Abscherung:

$$\tau = \frac{6100}{2 \cdot \frac{6^2 \pi}{4}} = 108 \text{ kg/qcm}.$$

Spezifischer Auflagerdruck:

In der Lauffläche $p = \frac{6100}{6 \cdot 13} = 78,5$ kg/qcm,

Im Bolzenausschnitt des Bleches $p = \frac{6100}{2 \cdot 1,2 \cdot 6} = 423$ kg/qcm.

Belastung pro Laufrad ca. $\frac{8000}{4} = 2000$ kg. Die Räder haben 310 mm Durchmesser und 100 m Laufflächenbreite. Nach § 112 ist die zulässige Radbelastung pro Rad

$$Q_{max} = 25 \cdot 31 \cdot 10 = 7750 \text{ kg}.$$

Die Laufradachsen sind auf Biegung beansprucht:

$$M_b = 2000 \cdot 8 = 16\,000 \text{ cmkg},$$

$$W = 21,2$$

$$\sigma_b = \frac{16\,000}{21,2} \doteq 760 \text{ kg/qcm}.$$

5. Zugwindwerk der Laufkatze. Der Fahrwiderstand der Katze setzt sich zusammen aus der Differenz der Lastkettenspannungen, der rollenden Reibung der Laufräder, der Zapfenreibung und der Reibung der Spurkränze der Laufräder an den Trägern.

Spannung im auflaufenden (schlaffen) Kettentrum $= 3850 \cdot 0^2{,}95 = 3460$ kg,

» » ablaufenden (straffen) » $= \dfrac{3850}{0^2{,}95} = 4280$ kg.

Differenz der Kettenspannungen $= 820$ kg

Zapfenreibung $= 8000 \cdot 0{,}15 \cdot \dfrac{3}{15{,}5} = 232$ »

Rollende Reibung (§ 6b) $= 4 \cdot \dfrac{2000}{310} = 26$ »

Spurkranzreibung geschätzt $= 232$ »

Gesamter Reibungswiderstand $= 1310$ kg.

Beim Ausfahren der Katze läuft das ziehende Kettentrum über zwei Kettenrollen.

Zug der Kette am Umfang der Kettennuß $= \dfrac{1310}{0^2{,}95} = 1460$ kg. Hierfür nach Tab. Nr. 19 eine 13 mm-Kette erforderlich, ausgeführt 16 mm-Kette. Mit sechs Zähnen wird der Radius der Treibscheibe ca. 92,5 mm.

Momente der Kettennußachse:

$$M_b = 1460 \cdot \frac{48}{4} = 17\,500 \text{ cmkg},$$
$$M_d = 1460 \cdot 9{,}25 = 13\,500 \text{ cmkg},$$
$$M_c = 20\,450 \text{ cmkg},$$
$$W = 50{,}27,$$
$$\sigma_b = \frac{20\,450}{50{,}27} = 405 \text{ kg/qcm}.$$

Ausführung der Kettennuß s. Taf. VII. Für den Antrieb der Zugwinde dienen zwei Haspelräder von 1200 mm Durchmesser mit Handkette. Bei einer Zugkraft pro Kette von ca. 25 kg wäre eine Übersetzung der Zahnräder von ca.

$$\frac{1460}{2 \cdot 25} \cdot \frac{92{,}5}{600} = 4{,}5$$

erforderlich, ausgeführt

$$\frac{63}{12} = 5{,}25.$$

Das große Rad ist mit 1,2 π cm Teilung und 70 mm Zahnbreite ausgeführt; zulässige Umfangskraft nach Tab. Nr. 26

$$325 \cdot 1{,}5 = 488 \text{ kg}.$$

Tatsächliche Umfangskraft

$$1460 \cdot \frac{9{,}25}{37{,}8} = 356 \text{ kg}.$$

Beanspruchung der Kettennußwelle im Lager zwischen Zahnrad und Kettennuß

$$M_b = 356 \cdot 12 = 4270 \text{ cmkg}$$
$$M_d = 13\,500 \text{ cmkg}$$
$$M_c = 10\,750 \text{ cmkg}$$
$$W = 21{,}21$$
$$\sigma_b = \frac{10\,750}{21{,}21} \doteq 510 \text{ kg/qcm}.$$

Die Schrauben zur Befestigung der Lagerböcke werden auf Abscherung und Biegung beansprucht. Auf Abscherung wird

$$\tau = \frac{1460}{12 \cdot 2{,}3^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 29 \text{ kg/qcm.}$$

Die Biegung erfolgt um die innere Kante der Lagerböcke; das Biegungsmoment wird am größten, wenn die Katze nach außen gezogen wird

$$M_b = 1460\,(23 + 9{,}25) = 47\,000 \text{ cmkg.}$$

Für die Schrauben wird

$$Q = \Sigma \cdot f \cdot a^2 = 4 \cdot 4{,}15\,(3{,}2^2 + 12^2 + 20{,}8^2)$$
$$= 9742 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{9742}{20{,}8} = 468 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{47\,000}{468} \approx 100 \text{ kg/qcm.}$$

Beanspruchung der Haspelwelle: An der Handkette zwei Mann mit je 25 kg; bei Angriff der Umfangskraft an einem Rad wird für die Welle:

$$M_b = 50 \cdot 35 = 1750 \text{ cmkg}$$
$$M_d = 50 \cdot 60 = 3000 \text{ cmkg}$$
$$M_i = 2868 \text{ cmkg}$$
$$W = 12{,}27$$
$$\sigma_b = \frac{2868}{12{,}27} \approx 235 \text{ kg/qcm.}$$

Das Trieb auf der Haspelwelle ist mit $1{,}2\,\pi$ cm Teilung und 70 mm wirksamer Zahnbreite ausgeführt; Zahnzahl 12. Nach Tab. Nr. 26 kann das Rad 488 kg übertragen, tatsächlich aufzuwendende Umfangskraft

$$\frac{356}{0{,}9} = 396 \text{ kg.}$$

Spezifischer Lagerdruck der Haspelwelle

$$50 \cdot \frac{90}{55} \cdot \frac{1}{10 \cdot 5} = 1{,}64 \text{ kg/qcm.}$$

Wenn aus irgend einem Grunde der Fahrwiderstand der Katze wächst, so steigt die Beanspruchung mit der Zunahme der Zugkraft an der Handkette. In allen Teilen des Windwerks ist hinreichende Sicherheit selbst für diesen Fall vorhanden.

6. Schwenkwiderstand.

Reibungsmoment des oberen Zapfens $10\,200 \cdot 0{,}1 \cdot 6 =$ **6120 cmkg**
Reibungsmoment des unteren Zapfens durch Reibung am Mantel $=$ **6120 »**
durch Reibung an der Spurfläche $13\,750 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 6 =$ **5500 »**

Gesamtes Reibungsmoment $=$ **17 740 cmkg.**

Drehkraft am äußeren Ende des Auslegers

$$\frac{17\,740}{600} \doteq 30 \text{ kg}.$$

Der Kran kann durch Zug am Lasthaken geschwenkt werden.

Da beim Schwenken des Krans durch die Reibung am Unterzapfen das Bestreben einer seitlichen Deformation des Auslegers vorliegt, die mit Rücksicht auf die Druckbeanspruchung der Stäbe o und 4 (Taf. VIII, Fig. 1) bedenklich werden kann, so ist der am meisten gefährdete obere Anschluß des Stabes o gegen diese seitliche Verbiegung besonders kräftig ausgeführt (vgl. unter 1, oberer Anschluß des Stabes o): die seitliche Versteifung dieser Verbindung wird durch die vordere Querverbindung beider Trägerhälften wesentlich unterstützt.

Beispiel Nr. 2.

Hydraulisch betriebener Vollportalkran für Hafenbetrieb.

Erbauer: Rud. Dinglinger, Cöthen.

Arbeitsplatz: Westkai des Stettiner Freihafens.

(Taf. Nr. IX und X.)

Konstruktionsgrundlagen. Ausführung als Vollportalkran für 2500 kg Tragkraft. Der Kran soll im Lösch- und Ladedienst Verwendung finden. Das Portal ist für Doppelgeleise normalen Durchfahrtsprofils einzurichten, Spannweite von Mitte zu Mitte Laufschiene 9,1 m. Mitte Auslegerrolle 13 m über Kaikante, Ausladung 8,5 m von Kaikante. Nutzbarer Hub 18 m. Schwenkbereich ca. 360°.

Als Betriebsmittel steht Druckwasser von 45 kg/qcm nutzbarem Überdruck zur Verfügung, Anschluß des Kranes an vorhandene Hydranten mittels biegsamer, armierter Schläuche für Hochdruck und Ablauf.

Verlangte Lastgeschwindigkeit:

Hub mit max. Last ca. 0,6 m/sec.
» leer . . . . » 1,5 »

Schwenken mit max. Last bei ruhigem Wetter ca. 1,5 m/sec., bei starkem Wind weniger statthaft.

Nach vorhandenen Vorbildern ist das Hubwerk mit zehnfachem Drahtseilrollenzug und drei Plungern auszuführen, welche mehrere Laststufen gestatten. Die Stopfbüchsen der Hubplunger sollen oben liegen, um Auslaufen durch Leckagen und Eindringen von Luft bei Arbeiten mit niederen Laststufen zu verhüten. Die Steuerung ist durch Flachschieber zu bewirken, für die Bedienung muß ein Kranführer genügen.

Die Steuerung der Schwenkzylinder ist so einzurichten, daß bei Mittelstellung des Schiebers Schwenken des Auslegers ausgeschlossen ist.

Der Kran soll von Hand verfahren werden, das Windwerk des Fahrganges soll von der Plattform des Portals aus zu bedienen sein.

Allgemeine Anordnung. Das dem verlangten Durchfahrtsprofil entsprechend gestaltete Portal, nach Art der vollwandigen Blechträger ausgeführt, trägt nach der Wasserseite zu auf der oberen, begehbaren Plattform, von welcher aus den Bedingungen gemäß auch die Handkurbeln für das Fahrwerk zu bedienen sind, den Königszapfen und den Schienenkranz für die Laufräder des Schwenkwagens. Das Arbeitswasser wird durch Drehstopfbüchs-Konstruktionen (Taf. X, Fig. 3) dem drehbaren Teil des Kranes zugeführt und von demselben wieder abgeleitet.

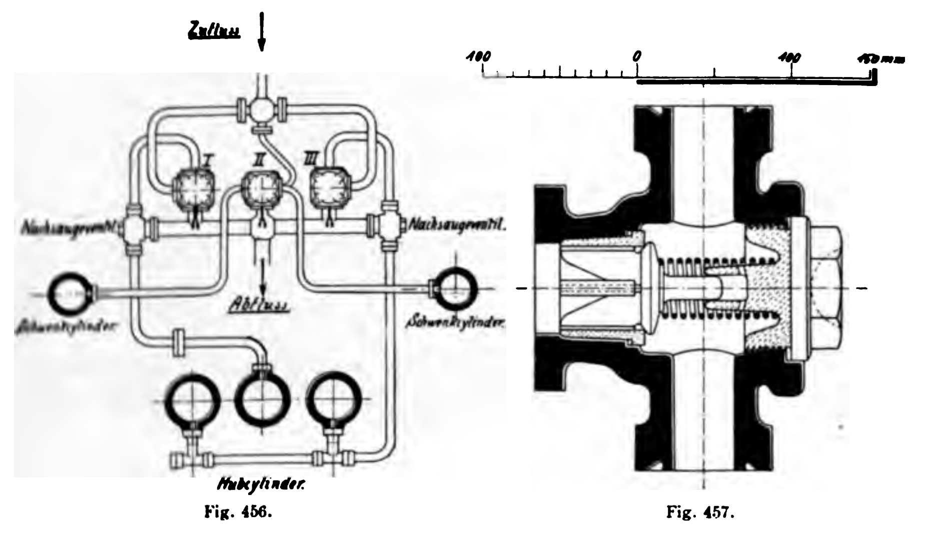


Fig. 456. Fig. 457.

Das Auslegergerüst ist als Blechträger von kastenförmigem Querschnitt ausgebildet und dreht sich frei um den feststehenden Königszapfen. Es trägt sämtliche Arbeitszylinder und die für die Steuerung erforderlichen Schiebergehäuse, Verbindungsleitungen etc.

Der Führerstand liegt in der Kehle des Auslegers, die Anordnung der Steuerhebel ist so getroffen, daß der Führer seine ganze Aufmerksamkeit der Last zuwenden kann.

Sämtliche Zylinder, Steuerschieber und Verbindungsleitungen sind mit einem Schutzhaus umgeben, welches die erforderlichen Fensterflächen besitzt.

Für das Hubwerk sind 3 Zylinder vorgesehen, welche Laststufen 1 (mittlerer Zylinder), 2 (beide äußeren Zylinder), 3 (alle drei Zylinder) gestatten. Die unwirksamen Zylinder saugen durch ein sogenanntes Nachsaugeventil (s. Fig. 456 und 457) Wasser aus der Rücklaufleitung an. Schieberkasten Nr. I (Fig. 456) steuert den mittleren, III die beiden äußeren Hubzylinder und II die beiden Schwenkzylinder. Die Steuerhebel der Schieberkasten I III liegen an einem gemeinsamen Zahnbogen, ihre Handgriffe sind so

angeordnet, daß der Führer mit einer Hand entweder I, oder II, oder nach Auslösung einer Verriegelung beide gleichzeitig bedienen kann.

Die Begrenzung des Hubes geschieht durch ein von der Plungertraverse (Taf. IX, Fig. 1) gesteuertes Stellzeug, durch welches der Schieberhebel bei den äußersten Kolbenstellungen in die Mittellage gedrängt wird.

Die Steuerung der Schwenkzylinder erfolgt mittels eines Schiebers (Taf. X, Fig. 1), welcher in der Mittelstellung beide Plunger hydraulisch verriegelt. Die Schwenkkette ist nachstellbar und federnd aufgehängt (Taf. X, Fig. 4). Wie das Hubwerk, so wird auch das Schwenkwerk zu Ende des Schwenkbereiches nach beiden Richtungen hin durch ein vom Plungerkopf (Taf. IX, Fig. 1) betätigtes Stellzeug abgestellt.

Die Schiebergehäuse sind mit den erforderlichen einstellbaren Gegendruckplatten zur Verhütung des Abklappens der Schieber, mit Stoßventilen, Entlüftung und Entwässerung, Manometeranschluß und Schmiervorrichtung für die besonders eingesetzten Schieberspiegel ausgestattet.

Der Kran kann nach Abschluß von dem Hoch- und Niederdruckhydranten vollständig entwässert werden, desgleichen ist Einrichtung für vollständige Entlüftung vorhanden. Sämtliche Schmierstellen und Dichtungen sind mit der erforderlichen Bequemlichkeit zugänglich.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Hubwerk, Auslegergerüst, Stabilitätsverhältnisse des Oberteils, Schwenkwiderstände, Schwenkwerk.

1. **Hubwerk.** a) Wirkungsgrad, Kolbendurchmesser, Schieber, Geschwindigkeiten. Nach § 71 und 72 ergibt sich: Mit 10 facher Übersetzung und zwei Führungsrollen ist nach Tab. Nr. 4 ein Wirkungsgrad des Rollenzuges von 54 bis 77 % zu erwarten, für die Stopfbüchsen der Plunger, welche mit Baumwollzopf gedichtet sind, 85 bis 98 %. Der Gesamtwirkungsgrad der Hubmaschine liegt hiernach zwischen 46 % im ungünstigsten, und 75,5 % im günstigsten Falle.

Nach Tab. Nr. 14 ist $\delta_{theor} = \frac{c_{max}}{c_{min}} = 3$ anzunehmen; das erfordert eine tote Last

$$Q = \frac{G}{\delta^2 - 1} = \frac{2500}{8} = \text{ca. } 300 \text{ kg.}$$

Dieser Betrag ist unter Berücksichtigung der Übersetzung auf Hakengewicht und Plungergewicht zu verteilen. Wird für das Hakengewicht ca. 100 kg angenommen, so verbleiben für die Plunger mit Rollenköpfen noch (300 — 100) · 10 = 2000 kg.

Die Plungerdurchmesser berechnen sich aus

$$\left(Q + \frac{G}{2}\right) = \frac{3\,D^2\pi}{4} \cdot \beta \cdot p'_o.$$

Mit $p'_o = 45$, $\beta = 0{,}4$ (Tab. Nr. 14) wird

$$(100 \cdot 10 + 2000) + \frac{2500 \cdot 10}{2} = 3 \cdot \frac{D^2\pi}{4} \cdot 0{,}4 \cdot 45$$

$$3\,\frac{D^2\pi}{4} = \frac{15500}{0{,}4 \cdot 45} = 865 \text{ qcm.}$$

Daraus ergibt sich ein Plungerdurchmesser von $D = 192$ mm (**ausgeführt** $D = 195$ mm).

Verlangte Hubhöhe 18 m, hiernach nutzbarer Plungerhub = 1800 mm.

Nach den vorstehend angegebenen Wirkungsgraden der Hubmaschine sind für volle Belastung und Leerlauf folgende äußerste Grenzwerte für die indizierten Zylinderdrücke zu erwarten:

1. Volle Last.

a) Aufwärts:

Nutzlast + Hakengewicht erzeugen einen Druck auf die Kolben, entsprechend einem η pro Rolle = 0,95 bis 0,98, d. h. 0,54 bis 0,77 für den Rollenzug

$$P' = \frac{(2500 + 100) \cdot 10}{0{,}54 \text{ bis } 0{,}77} = 48200 \text{ kg bis herunter auf } 33800 \text{ kg.}$$

Dem Plungergewicht entspricht ein $P'' = 2000$ kg. Der Gesamtdruck auf die Kolben beträgt $P = P' + P'' = 50200$ kg bis herunter auf 35800 kg. Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Plunger von 85 bis 98% wird hiernach der indizierte Druck in den Zylindern

$$p_i = \frac{50200 \text{ bis } 35800}{(0{,}85 \text{ bis } 0{,}98) \cdot 3 \dfrac{D^2 \pi}{4}} = 65{,}9 \text{ kg/qcm bis herunter auf } 40{,}8 \text{ kg/qcm.}$$

b) Abwärts:

$$P' = (2500 + 100) \cdot 10 \cdot (0{,}54 \text{ bis } 0{,}77)$$
$$= 14050 \text{ kg bis } 20000 \text{ kg}$$
$$P'' = 2000 \text{ kg}$$
$$P = P' + P'' = 16050 \text{ bis } 22000 \text{ kg}$$

$$p_i = \frac{(16050 \text{ bis } 22000)\ (0{,}85 \text{ bis } 0{,}98)}{3 \cdot \dfrac{D^2 \pi}{4}} = 15{,}2 \text{ kg/qcm bis } 24 \text{ kg/qcm.}$$

2. Leerlauf.

a) Aufwärts:

$$P' = \frac{100 \cdot 10}{0{,}54 \text{ bis } 0{,}77} = 1855 \text{ bis herunter auf } 1300 \text{ kg.}$$
$$P'' = 2000 \text{ kg}$$
$$P = P' + P'' = 3855 \text{ kg bis herunter auf } 3300 \text{ kg}$$

$$p_i = \frac{3855 \text{ bis } 3300}{(0{,}85 \text{ bis } 0{,}98)\ 3 \cdot \dfrac{D^2 \pi}{4}} = 5{,}06 \text{ bis herunter auf } 3{,}75 \text{ kg/qcm.}$$

b) Abwärts:

$$P' = 100 \cdot 10 \cdot (0{,}54 \text{ bis } 0{,}77) = 540 \text{ bis } 770 \text{ kg}$$
$$P'' = 2000 \text{ kg}$$
$$P = P' + P'' = 2540 \text{ bis } 2770 \text{ kg}$$

$$p_i = \frac{(2540 \text{ bis } 2770)\ (0{,}85 \text{ bis } 0{,}98)}{3 \cdot \dfrac{D^2 \pi}{4}} = 2{,}4 \text{ bis } 3 \text{ kg/qcm.}$$

Sorgfältige Überwachung vorausgesetzt, kann mit $\eta = 75\,\%$ für den Rollenzug und $\eta = 95\,\%$ für die Stopfbüchsen gerechnet werden. Mit diesen Werten ergeben sich folgende Zylinderdrücke:

1. Volle Last.

a) Aufwärts:

$$P' = \frac{26\,000}{0{,}75} = 34\,700 \text{ kg}$$
$$P'' = 2000 \text{ kg}$$
$$P = 36\,700 \text{ kg}$$
$$p_i = \frac{36\,700}{0{,}95 \cdot 900} = 42{,}9 \text{ kg/qcm}$$

b) Abwärts:

$$P' = 26\,000 \cdot 0{,}75 = 19\,500 \text{ kg}$$
$$P'' = 2000 \text{ kg}$$
$$P = 21\,500 \text{ kg}$$
$$p_i = \frac{21\,500 \cdot 0{,}95}{900} = 22{,}7 \text{ kg/qcm.}$$

2. Leerlauf:

a) Aufwärts:

$$P' = \frac{1000}{0{,}75} = 1330 \text{ kg}$$
$$P'' = 2000 \text{ kg}$$
$$P = 3330 \text{ kg}$$
$$p_i = \frac{3330}{0{,}95 \cdot 900} = 3{,}89 \text{ kg/qcm}$$

b) Abwärts:

$$P' = 1000 \cdot 0{,}75 = 750 \text{ kg}$$
$$P'' = 2000 \text{ kg}$$
$$P = 2750 \text{ kg}$$
$$p_i = \frac{2750 \cdot 0{,}95}{900} = 2{,}90 \text{ kg/qcm.}$$

Unter Voraussetzung dieser Verhältnisse ergeben sich mit

$v = (0{,}3 \text{ bis } 0{,}9) \cdot \sqrt{2g \cdot 10\,(p'_o - p_i)}$ für Aufwärtsgang

und $v = (0{,}3 \text{ bis } 0{,}9) \cdot \sqrt{2g \cdot 10 \cdot p_i})$ für Abwärtsgang

folgende Durchflußgeschwindigkeiten des Wassers durch den Kanal im Schieberspiegel:

Max. Last	aufwärts	$v =$ 6,1	bis	18,3	m/sek.
» »	abwärts	$=$ 20	»	60	»
Leerlauf	aufwärts	$=$ 27	»	81	»
»	abwärts	$=$ 7,15	»	21,5	»

Verlangt ist für max. Last aufwärts eine Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{0{,}6}{10} = 0{,}06 \text{ m/sek.}$$

Mit $F = \frac{900}{3} = 300$ qcm pro Zylinder, wäre für den Steuerschieber jedes Hubzylinders ein

$$f = 300 \frac{0{,}06}{6{,}1 \text{ bis } 18{,}3} = 2{,}95 \text{ bis herunter auf } 0{,}98 \text{ qcm}$$

erforderlich; d. h. der Durchflußkanal müßte so eingerichtet sein, daß die größte Durchflußöffnung ca. 3 qcm betrüge, und durch Regulierung des Hebelanschlages bis herunter auf ca. 1 qcm zu verstellen wäre. Die Einregulierung hätte bei Inbetriebsetzung durch Anpassen an die verlangte Hubgeschwindigkeit bei max. Last von 0,6 m/sek. zu erfolgen. Nach vollzogener Einstellung des Hebelanschlages würden folgende Lastgeschwindigkeiten erreicht:

Max. Last aufwärts 0,6 m/sek.

» » abwärts $0{,}6 \cdot \frac{20}{6{,}1} = 1{,}97$ m/sek.

Leerlauf aufwärts $0{,}6 \cdot \frac{27}{6{,}1} = 2{,}65$ m/sek.

» abwärts $0{,}6 \cdot \frac{7{,}15}{6{,}1} = 0{,}70$ m/sek.

Der Kanal im Schieberspiegel für die Hubzylinder ist mit 2,4 qcm ausgeführt.

Bei eingehender Betrachtung der vorstehenden Rechnung findet man, wie außerordentlich empfindlich der Kran hinsichtlich seiner Lastgeschwindigkeiten bei Änderung des Schieberkastendruckes und des mechanischen Wirkungsgrades ist. Die Einflüsse verlangen nähere Beleuchtung.

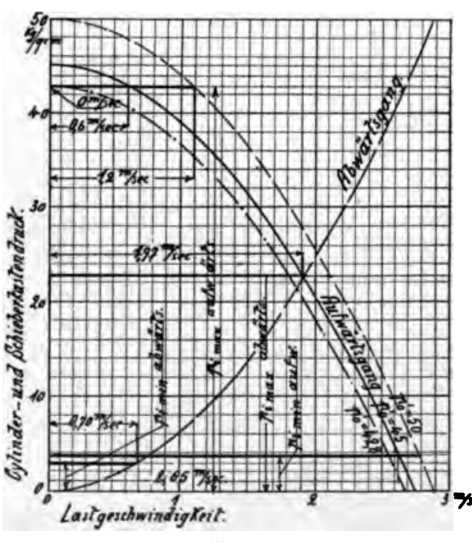


Fig. 458.

Der Einfluß der Änderung des Schieberkastendruckes geht aus Fig. 458 hervor. Während der normale Druck von 45 kg/qcm 0,6 m/sek. Hubgeschwindigkeit für Vollast ergibt, steigt diese auf den doppelten Wert, wenn der Druck im Schieberkasten von 45 auf 50 kg/qcm steigt; der Kran ist anderseits nicht mehr imstande, die volle Last anzuheben, wenn der Druck unter 42,8 kg/qcm sinkt. Es ist daher im praktischen Betriebe bei Kranen, wie dem vorliegenden, unmöglich, genaue Werte der Hubgeschwindigkeit für volle Last einzuhalten, wenn mehrere Krane an

einem Netz liegen, Druckschwankungen daher nicht vermieden werden können.

Schwankungen des mechanischen Wirkungsgrades gestalten die Verhältnisse noch ungünstiger. Im vorliegenden Fall ist mit sehr guten mechanischen Wirkungsgraden für den Rollenzug (bei 12 Rollen 75%) und für die Kolbenstopfbüchsen nebst Führungen (95%) gerechnet. Würden diese Werte aus irgend welchen Gründen heruntergehen, so hätte das eine ganz beträchtliche Verminderung der maximalen Nutzlast zur Folge. Bei dem vorstehend angegebenen ungünstigsten Fall (η des Rollenzuges 54% entsprechend 95% pro Rolle, η der Stopfbüchse 85%) würde bei gleichem Schieberquerschnitt mit 0,6 m/sek. nur eine Nutzlast von ca. 1500 kg gehoben werden können.

Diese Schwierigkeiten bestehen lediglich für Heben größerer Lasten. Aus Diagramm Fig. 458 geht hervor, daß für Senken großer Lasten und Arbeiten im Leerlauf der Kran hinsichtlich der Geschwindigkeiten nicht so empfindlich ist. Es erscheint daher zweckmäßig, für Lastheben die Forderung fallen zu lassen, daß bei jeder Last der Schieber voll geöffnet werden soll. Man kann dann den Einströmungskanal des Zylinders reichlich dimensionieren und ist dann in der Lage, die Hubgeschwindigkeit für größere Lasten auch bei Schwankungen des Leitungsdruckes und des Wirkungsgrades stets zu erreichen. Entsprechende Instruktion der Kranführer und strenge Überwachung gewähren hinreichende Sicherheit im Betriebe. (Vgl. auch S. 129 über Drosselrohre.)

b) Festigkeits- etc.-Rechnungen der Hubwerksteile: Seil: Die größte Anstrengung entspricht dem mit 45 kg/qcm angegebenen höchsten Druck. Bei günstigstem η der Stopfbüchsen wird das Seil mit

$$\frac{45 \cdot 900 \cdot 0{,}98}{10} \approx 4000 \text{ kg}$$

beansprucht. Das gewählte Seil von 22,0 mm Durchmesser trägt nach Tab. Nr. 21a 4085 kg mit sechsfacher Sicherheit. Dabei soll der Rollendurchmesser nicht kleiner als 560 mm sein, die Rollen haben in der Ausführung 700 und 722 mm Durchmesser.

Treibrollenzapfen: Dieselben sind jeweils zwischen zwei Rollen unterstützt. Zapfendurchmesser = 85 mm, Lagerlänge der Rollen 85 mm; höchster spezifischer Auflagerdruck

$$\text{in den Laufflächen: } p = \frac{45 \cdot 900 \cdot 0{,}98}{5 \cdot 8{,}5 \cdot 8{,}5} = 110 \text{ kg/qcm}$$

(derselbe kommt in dieser Höhe nur ausnahmsweise vor, liegt im normalen Betrieb meistens wesentlich niedriger),

in den Ausschnitten der Unterstützungsbleche

$$p = \frac{45 \cdot 900 \cdot 0{,}98}{5 \cdot 8{,}5 \cdot 3} = 310 \text{ kg/qcm.}$$

Beanspruchung der Unterstützungsbleche auf Zerknickung: Gefährlicher

Querschnitt in den schmalen Blechen des oberen Rollenkopfes auf halber Höhe

$$b = 260 \text{ mm}, \quad h = 10 \text{ mm}$$
$$\Theta = 2{,}17 \text{ cm}^4.$$

Nach § 11, Fall II, Sicherheit gegen Ausknicken

$$n = \pi^2 \frac{2\,000\,000 \cdot 2{,}17}{40^2} \cdot \frac{5}{45 \cdot 900 \cdot 0{,}98} = 3{,}4.$$

Biegung der Plungertraverse, wenn nur die beiden äußeren Plunger drücken:

$$M_b = 45 \cdot 300 \cdot 0{,}98 \cdot 40 = 530\,000 \text{ cmkg}$$
$$2 \text{ [-Profile Nr. } 26, \quad W = 2 \cdot 300 = 600 \text{ cm}^3$$
$$\sigma_b = \frac{530\,000}{600} = 883 \text{ kg/qcm}.$$

Wandstärke der Zylinder (Material Gußeisen):

Nach § 116

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p'_o}{k_z - 1{,}3\,p'_o}} + 0{,}6 \text{ cm}$$
$$= 11{,}5 \sqrt{\frac{200 + 0{,}4 \cdot 45}{200 - 1{,}3 \cdot 45}} + 0{,}6$$
$$= 14{,}8 \text{ cm, ausgeführt } 150 \text{ mm}.$$

Kolben auf Zerknickung beansprucht (§ 11, Fall I):

$$n \cdot 45 \cdot \frac{900}{3} = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{1\,000\,000 \cdot 5450}{235^2}; \quad n = 18{,}2.$$

Spezifischer Flächendruck der Schieber, Bewegungswiderstände: Die Schieber für die Hubzylinder haben an der Seite 10 mm Überdeckung, in den äußersten Stellungen oben und unten 12 und 9 mm. Die ganze Länge des Schiebers ist 40 mm, die Breite 60 mm. Unter Annahme einer mittleren Überlappung an den Seiten sowie oben und unten von $a = 10$ mm wird nach § 118

$$p = \frac{b \cdot l \cdot p_o}{2a\,(l + b - 2a)} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 50}{2 \cdot 1\,(4 + 6 - 2)} = \frac{1200}{16} = 75 \text{ kg/qcm}.$$

Mit $\mu = 0{,}1$ wird der Reibungswiderstand

$$P = 50 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 0{,}1 = 120 \text{ kg}.$$

Die Schieberstange ist durchgeführt, einseitiger axialer Druck tritt daher nicht auf.

Zapfen der Führungsrolle in der Kehle des Auslegers: Bei einem größten Seilzug von 3000 kg wird die Biegungsresultante 3500 kg. Nach Taf. IX, Fig. 3

$$M_b = \frac{3500 \cdot 62{,}7 \cdot 5{,}3}{68} = 17\,000 \text{ cmkg}$$
$$W = 41{,}4 \text{ cm}^3 \text{ (75 mm Durchmesser)}$$
$$\sigma_b = \frac{17\,000}{41{,}4} = 410 \text{ kg/qcm}.$$

Spezifischer Flächendruck

in der Lauffläche $p = \frac{3500}{7{,}5 \cdot 8} = 58{,}2$ kg/qcm,

im Ausschnitt der Blechwand (besonderes Lagerauge eingesetzt)

$$p \simeq \frac{3200}{0{,}6 \cdot 13} = 410 \text{ kg/qcm.}$$

Zapfen der äußeren Auslegerrolle: Größte Querkraft 4600 kg. Spezifischer Auflagerdruck in der Lauffläche

$$p = \frac{4600}{8{,}5 \cdot 8{,}5} = 64 \text{ kg/qcm.}$$

2. **Auslegergerüst.** (Taf. IX.) Beanspruchung kurz oberhalb der Kehle des Auslegers:

Lastmoment $M_g = 2600 \cdot 900 = 2\,340\,000$ cmkg.
Moment des Eigengewichts angenommen $M_g = 460\,000$ »
Totalmoment $M_b = 2\,800\,000$ »

Das Trägerprofil kurz vor der Lasche (s. Fig. 459) ergibt als Trägheitsmoment, mit Berücksichtigung von 16 mm Gurtnieten, unter Benützung der Tab. Nr. 41

Nr.	h_{cm}	b_{cm}	Werte von $\frac{b\,h^3}{12}$ +	Werte von $\frac{b\,h^3}{12}$ −
1	+ 100 — 97	2 2	166 667 —	— 152 112
2	— —	— —	— —	— —
3	+ 100 — 97	2 2	166 667 —	— 152 112
4	+ 100 — 85,8	0,9 0,9	75 000 —	— 47 372
5	+ 100 —	0,6 —	50 000 —	— —
6	+ 100 — 98,8	35,4 35,4	2 950 000 —	— 2 845 074

$$+\,3\,408\,334$$
$$-\,3\,196\,670$$
$$\frac{\Theta}{2} = 211\,664$$
$$\Theta = 423\,328 \text{ cm}^4$$

demselben entspricht ein $W = \frac{423\,328}{50} \simeq 8467$ cm³;

mit diesem wird dann $\sigma_b = \frac{2\,800\,000}{8467} = 331$ kg/qcm.

Steglasche oberhalb der Kehle des Auslegers (§ 126): Anordnung der Lasche Taf. IX, Fig. 5. Stegstärke 6 mm, Lasche doppelseitig 5 mm. Nietstärke $\delta + 6 = 12$ mm, ausgeführt 16 mm, Nietteilung ca. $6\,\delta = 96$, angenommen 100 mm.

Für die dem Stoß zunächst liegenden zwei senkrechten Nietreihen wird

$$\Sigma \cdot f\, a^2 = f\, \Sigma\, a^2 =$$
$$= 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2\,[0 + 5^2 + 10^2 + 15^2 + 20^2 + 25^2 + 30^2 + 35^2 + 40^2 + 45^2] =$$
$$= 114\,000 \text{ cm}^4.$$

Das Widerstandsmoment beider Stege ist

$$\frac{b\,h^2}{6} = \frac{2 \cdot 0{,}6 \cdot 98^2{,}8}{6} \approx 1950 \text{ cm}^3.$$

Mit σ_b ca. = 300 kg/qcm (s. oben) wird das von den Stegen aufgenommene Moment

$$M_s = 1950 \cdot 300 = 585\,000 \text{ cmkg}.$$

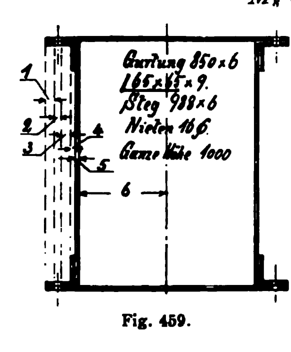


Fig. 459.

Hiernach wird für die Nieten

$$\tau_d = \frac{585\,000}{\frac{114\,000}{45}} \approx 230 \text{ kg/qcm}.$$

Durch Vertikalkraft:

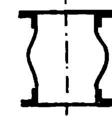
Nutzlast + Hakengewicht 2600 kg
Eigengewicht ca. 1200 »

$$\tau_s = \frac{3800}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 19} = 25 \text{ kg/qcm}$$

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_s^2} = \sqrt{230^2 + 25^2} = 232 \text{ kg/qcm}.$$

Diese zwei Nietreihen auf jeder Seite des Stoßes würden genügen. Mit Rücksicht auf seitliche Beanspruchungen durch Massenkräfte beim Schwenken (vgl. unter 4) sind zu jeder Seite des Stoßes drei Reihen Nieten angeordnet.

Andere Schnitte bzw. Laschenverbindungen ergeben gleich niedere Beanspruchung.


Fig. 460.

Mit Rücksicht auf den geringen Wert derselben ist eine Verstärkung des Profiles im gekrümmten Teil des Trägers nicht erforderlich.

Zur Verhütung von Knickungen des Kastenträgers durch die Vertikalkraft (Fig. 460) sind die Wände in Abständen von 2 zu 2 m durch Winkeleisenrahmen mit steifen Blechecken abgestützt (Taf. IX, Fig. 5).

Basis des Auslegergerüstes s. unter 3.

3. Vertikaldrücke auf das Gestell des Schwenkwagens und die Laufräder des Schwenkwerkes. Das Krangerüst ist in dem unteren Ende seines vertikalen Schenkels in der Richtung der Auslegerebene verbreitert und ruht auf dem mit Blech abgedeckten Gestell des Schwenk-

wagens auf. Die Verbindung der aufsteigenden Wände mit den Hauptträgern des Wagens und dem Belagblech bilden zwei an die senkrechten Wände angenietete Winkeleisenschienen 80 × 80 × 9, die durch 1"- und 3/4"-Schrauben mit dem Wagengestell verschraubt sind. Für die Beanspruchung dieser Verbindung kommen folgende Kräfte in Betracht:

Nutzlast + Haken- und Rollengewicht	3000 kg	10 m	vor der Schwenkachse
Ausleger und Führerhaus	5000 »	2 »	» » »
Hubzylinder und Rollenzug . . .	6000 »	1,5 »	hint. » »
Drehzylinder mit Rollenzug (geschätzt)	2000 »	0,6 »	» » »

Winddruck (180 kg/qm) auf das Führerhaus bei in die Windrichtung gestelltem Ausleger = 2500 kg 2,7 m über Plattform des Schwenkwagens.

Bezogen auf die vordere untere Kante des Auslegergerüstes ergibt sich hieraus ein Kippmoment bei voller Last und starkem Wind von 12550 mkg, nach welchem die Befestigung des Auslegergerüstes auf dem Schwenkwagen zu berechnen ist.

Der Schwenkwagen erhält zur Sicherung der Stabilität ein Gegengewicht von ca. 3500 kg im Abstand von ca. 2 m hinter der Schwenkachse. Unter Annahme eines Eigengewichtes von 2000 kg für den Schwenkwagen selbst ergibt sich mit Bezug auf die vordere Schienenkante (1,25 m vor Schwenkachse), bei vollbelastetem Kran und Winddruck wie oben, ein Kippmoment von 4175 mkg, welches den Königszapfen auf Zug nach oben beansprucht und den Schienendruck der vorderen Laufräder vergrößert. Bei einem Hebelarm von ca. 1,25 m vom Königszapfen bis zur vorderen Kippkante wird die betreffende Kraft 3340 kg. Dieselbe ist später bei Berechnung des Königszapfens zu berücksichtigen.

Der durch das Gesamtgewicht des Schwenkwagens mit Gegengewicht und Krangerüst erzeugte Schienendruck auf die vorderen Laufräder des Schwenkwagens ergibt sich als Summe sämtlicher Vertikalkräfte zu 24840 kg, pro Rad also 12420 kg. Bei einem Durchmesser von 500 mm und einer Breite von 100 mm ist nach § 112 die zulässige Belastung

$$Q = 25 \cdot 50 \cdot 10 = 12500 \text{ kg}.$$

4. Schwenkwiderstand und Schwenkwerk. Der Schwenkwiderstand setzt sich zusammen aus Reibung, Winddruck und Beschleunigungsdruck.

Reibung:

In der Radebene der Laufräder gemessen wird mit $\mu = 0{,}1$ und 70 mm Zapfendurchmesser

$$P' = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{D} = 24840 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{70}{500} \approx 350 \text{ kg}$$

zur Überwindung der Zapfenreibung und

$$P'' = \frac{Q}{D_{mm}} = \frac{24840}{500} \approx 50 \text{ kg}$$

zur Überwindung der rollenden Reibung.

Hieraus wird das Gesamtmoment des Reibungswiderstandes, bezogen auf die Schwenkachse 400 · 135 = 54000 cmkg.

Winddruck: Es ist angenommen, daß der Kran bei starkem Wind noch arbeiten soll. Nach Tab. Nr. 34 wäre dementsprechend ein Winddruck von ca. 28 kg der Berechnung zugrunde zu legen, angenommen ist 30 kg/qm. Die Angriffsfläche für den einseitigen Winddruck bestimmt sich zu 3,0 qm mit einem Druckmittelpunkt in 7,5 m Abstand von der Drehachse.[1]) Danach ist das Moment des Winddrucks

$$3{,}0 \cdot 7{,}5 \cdot 30 = 675 \text{ mkg} = 67\,500 \text{ cmkg}.$$

Dieses Moment wirkt auf das Schwenkwerk bei Schwenken gegen den Wind verzögernd, bei Schwenken mit dem Wind beschleunigend. Der Betrag liegt je nach der auftretenden Windstärke zwischen 0 und dem obigen Maximalwert.

Beschleunigungsdruck: Nach § 5c ist das Antriebsmoment

$$M = \nu \cdot J,$$

worin

$$\nu = \text{Winkelbeschleunigung und}$$

$$J = \Sigma\, m\, \varrho^2 = \text{Trägheitsmoment}.$$

J berechnet sich mit für den vorliegenden Zweck hinreichender Annäherung aus den Daten unter 3 mit Berücksichtigung des Grundrisses Taf. IX, Fig. 4.

$J = \frac{1}{9{,}81}(3000 \cdot 10^2$	Nutzlast + Hakengewicht
$+ 2000 \cdot 5^2$	Vorderer Teil des Auslegers
$+ 3000 \cdot 1^2$	Hinterer Teil des Auslegers + Führerhaus
$+ 6000 \cdot 1^2{,}5$	Hubzylinder mit Rollenzug
$+ 2000 \cdot 1^2$	Schwenkzylinder mit Rollenzug
$+ 2000 \cdot 1^2$	Schwenkwagen
$+ 3500 \cdot 2^2)$	Gegengewicht
$= 39\,200 \text{ m}^2\text{kg}.$	

Daraus ergibt sich das erforderliche Drehmoment für die Massenbeschleunigung zu

$$M = 39\,200 \cdot \nu \text{ mkg} = 3\,920\,000 \cdot \nu \text{ cmkg}$$

bei voller Last und zu

$$M = 13\,700 \cdot \nu \text{ mkg} = 1\,370\,000 \cdot \nu \text{ cmkg}$$

bei leerem Haken.

Dieses Moment wirkt zu Beginn des Schwenkens als Widerstand auf die Schwenkzylinder, zum Schluß der Bewegung aber treibend.

Schwenkzylinder: Der Berechnung der Schwenkzylinder ist die Annahme zugrunde gelegt, daß der Kran noch gegen 67 500 cmkg Wind-

[1]) Die überschüssige Angriffsfläche bestimmt sich am bequemsten, wenn man die Seitenansicht des schwenkenden Teiles mit Führerhaus (Taf. IX, Fig. 1) maßstäblich in Papier ausschneidet und von dem Ausleger so viel abschneidet, bis die Fläche, mit der Mittellinie auf eine Schneide gelegt, balanciert; der abgeschnittene Teil ist als Überschußfläche in Rechnung zu stellen.

druckmoment anschwenken soll. Mit Berücksichtigung des Reibungsmomentes der Laufräder des Schwenkwagens wird das gesamte durch die Zugkette zu überwindende Moment:

$$M = 67\,500 + 54\,000 = 121\,500 \text{ cmkg.}$$

Bei 500 mm Teilkreisdurchmesser der Kettennuß auf dem Königszapfen wird der erforderliche Kettenzug:

$$\frac{121\,500}{25} = 4860 \text{ kg.}$$

Hierfür würde nach Tab. Nr. 19 eine 24 mm-Kette genügen; gewählt ist 26 mm-Kette mit 6350 kg zulässiger Belastung.

Nach der getroffenen Anordnung des Schwenkwerkes läuft die Zugkette bis zur Endbefestigung über drei Rollen. Unter Annahme eines $\eta = 0{,}95$ für jede Kettenrolle und 0,9 für die Plungerstopfbüchse ist zum Schwenken eine Kolbenkraft von

$$P = 4860 \cdot 2 \frac{1}{0{,}77} = 12\,600 \text{ kg}$$

erforderlich. Mit 45 kg/qcm würde dieselbe eine wirksame Kolbenfläche von

$$\frac{12\,600}{45} = 280 \text{ qcm}$$

bedingen. Die Plunger sind mit 190 mm Durchmesser ($F = 283$ qcm) ausgeführt. Der Kran würde bei starkem Wind mit 45 kg/qcm Wasserdruck an der Grenze seiner Leistung angelangt sein. Die Schwenkgeschwindigkeit fällt bereits stark ab, zu ihrer Erzeugung sind nur noch ca.

$$45 - \frac{12\,600}{283} \approx 0{,}45 \text{ kg/qcm}$$

übrig.

Schwenkt der Kran ohne Wind, so wird der vom Widerstand des Schwenkwerks aufgezehrte indizierte Zylinderdruck

$$p_i = \frac{1}{283} \cdot \frac{54\,000}{25} \cdot 2 \cdot \frac{1}{0{,}77} = 19{,}8 \text{ kg/qcm.}$$

Der verbleibende Überdruck von $45 - 19{,}8 = 25{,}2$ kg/qcm wird zum Teil von Massenbeschleunigungen, zum Teil von Durchflußwiderständen in den Schiebern aufgezehrt. Die zur Erzeugung der Durchflußgeschwindigkeit des Wassers erforderliche Druckdifferenz muß im Schieberkanal des arbeitenden als auch des wirkungslosen Zylinders vorhanden sein. Sie wird bei dem letzteren durch die Kette, welche den Plunger zurückdrängt, erzeugt, ist daher von dem jeweils arbeitenden Plunger aufzuwenden.

Für den Beharrungszustand ist demnach (vgl. § 72) die Durchströmungsgeschwindigkeit

$$v = (0{,}3 \text{ bis } 0{,}9) \cdot \sqrt{2\,g \cdot 10 \frac{45 - 19{,}8}{2}}$$
$$= 15 \text{ bis } 45 \text{ m/sek.}$$

Der Schieberkanal ist mit 8 mm Durchmesser ausgeführt, daraus wird

$$c = v \cdot \frac{f}{F} = 0{,}00177\, v = 0{,}0266 \text{ bis } 0{,}0797 \text{ m/sek.}$$

Danach wäre, je nach dem vorhandenen Durchflußkoeffizienten für den Beharrungszustand eine Schwenkgeschwindigkeit, am Lasthaken gemessen,

$$u = c \cdot 2 \cdot \frac{10}{0{,}25},$$

zwischen 2,13 und 6,38 m/sek zu erwarten.

Aus den ganz beträchtlichen Schwankungen der Geschwindigkeiten bei verschiedenem Winddruck, deren Grenzen durch die Verschiedenheit der Durchflußkoeffizienten von Fall zu Fall noch wesentlich verschieden ausfallen, ergibt sich die Notwendigkeit, für das Schwenken die Regelung der Geschwindigkeit in die Hand des Kranführers zu legen.

Wie vorstehend entwickelt, ist das Beschleunigungsmoment bei voller Last

$$M = 3920000 \cdot \nu \text{ cmkg.}$$

Durch dieses Moment wird bei 0,25 m Schwenkbeschleunigung, am Lasthaken gemessen, entsprechend einem

$$\nu = \frac{0{,}25}{10} = 0{,}025,$$

ein Schwenkmoment

$$M = 3920000 \cdot 0{,}025 = 98000 \text{ cmkg}$$

erforderlich. Zur Ausübung desselben wäre ein Zylinderdruck von

$$p = \frac{1}{283} \cdot \frac{98000}{25} \cdot 2 \cdot \frac{1}{0{,}77} = 36 \text{ kg/qcm notwendig.}$$

In gleicher Weise ergibt sich als erforderliche Zylinderpressung zur Schwenkbeschleunigung mit $\nu = 0{,}025$ des leeren Krans

$$p = \frac{1}{283} \cdot \frac{1370000 \cdot 0{,}025}{25} \cdot 2 \cdot \frac{1}{0{,}77} = 12{,}6 \text{ kg/qcm.}$$

Da dieser Druck als Gegendruck zu Ende der Schwenkbewegung von dem vom Antrieb wirkungslosen Schwenkzylinder auszuüben ist, dieser Druck jedoch aber abhängig vom Durchflußquerschnitt des Schiebers ist, so ergibt sich für die Steuerung ein weiteres Moment äußerster Vorsicht und für den Entwurf die Bedingung des Einbaues zuverlässiger Sicherheitsventile.

Königszapfen. Derselbe ist mit 3340 kg auf Zug (vgl. unter 3), sowie durch den Kettenzug auf Verdrehung und Biegung beansprucht. Nach der gewählten Ausführung (Taf. X, Fig. 3) ergeben sich folgende Materialanstrengungen:

Zug (zur Übertragung des Zuges vom Schwenkwagen auf den Zapfen ist ein Kugelspurlager angeordnet):

$$\sigma_z = \frac{3340}{\frac{20^2 \pi}{4} - \frac{13^2 \pi}{4}} = \frac{3340}{181} \approx 18{,}5 \text{ kg/qcm.}$$

Biegung:

$$P_{max} = 283 \cdot \frac{50 \cdot 0^3{,}95 \cdot 0{,}92}{2} = 5600 \text{ kg}.$$

(Aus Sicherheitsrücksichten mit vollem Akkumulatorendruck gerechnet.)

Hebelarm $l = 640$ mm.

$D_a = 230$ mm, $D_i = 160$ mm, $W \approx 900$ cm³

$$\sigma_b = \frac{5600 \cdot 64}{900} \approx 400 \text{ kg/qcm}.$$

Drehung: $P = 5600$ kg, $R = 250$ mm

$$M_d = 5600 \cdot 25 = 140000 \text{ cmkg}$$

$$\tau_d = \frac{140000}{\frac{\pi}{16} \frac{23^4 - 16^4}{23}} = 77 \text{ kg/qcm}.$$

Es ist $0{,}35\, \sigma_b + 0{,}65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4\, \tau_d^2}$

$$= 0{,}35 \cdot 400 + 0{,}65 \sqrt{400^2 + 4 \cdot 77^2} = 418 \text{ kg/qcm}.$$

Dies nach Tab. Nr. 6 noch zulässig.

Zapfen der unteren Führungskettenrollen in dem Auslegergestell. (Taf. X, Fig. 3.)

Resultierende Querkraft $5600 \sqrt{2} = 7920$ kg.

Spez. Flächendruck in der Lauffläche $p = \frac{7920}{9{,}0 \cdot 13} = 68$ kg/qcm,

in der Wand des Blechausschnitts für das gußeiserne Lagerauge:

$$p = \frac{7920}{12{,}5 \cdot 0{,}6} = 1060 \text{ kg/qcm}.$$

(Dies nach Tab. Nr. 24 noch zulässig.)

Biegungsbeanspruchung:

$$M_b = 7920 \cdot 9 = 71\,280 \text{ cmkg}$$

$$W = 72 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{71\,280}{72} = \text{ca. } 1000 \text{ kg/qcm}.$$

(Dies, da Zapfen aus Stahl, nach Tab. Nr. 6 noch zulässig.)

Oberer und unterer Kettenrollenzapfen der Schwenkzylinder. Resultierende Querkraft $= 2 \cdot 5600 = 11\,200$ kg. Spezifischer Flächendruck in der Lauffläche

$$p = \frac{11\,200}{8{,}5 \cdot 12} = 110 \text{ kg/qcm}.$$

Biegungsbeanspruchung:

$$M_b = \frac{11\,200 \cdot 18{,}5}{4} = 51\,800 \text{ cmkg}$$

$$W = 60 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{51\,800}{60} = 863 \text{ kg/qcm}.$$

Beispiel Nr. 3.

Fahrbarer Halbportalkran mit zentraler Dampfversorgung für Hafenbetrieb. Tragfähigkeit 2500 kg.

Erbauer: Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp) A.-G., Hamburg.

(Taf. XI und XII.)

Arbeitsplatz: Petersenkai, Hamburg.

Konstruktionsgrundlagen. Für das Portal liegt die Linienführung durch die Lage der Unter- und Oberschiene und das vorzusehende Durchfahrtsprofil für zwei Normalspurgeleise (Taf. XI) fest. Die Höhenlage des Auslegers ist durch die Bedingung beschränkt, daß derselbe unter das Dach des Kaischuppens schwenken soll; die Höhe der Auslegerrolle ist hiernach mit ca. 7,5 m über Kaikante anzunehmen. Die Ausladung, von Kaikante gemessen, soll ca. 8,5 m betragen.

Das Heben und Senken der Last erfolgt durch Dampfzylinder mit hydraulischer Bremse nach dem Brownschen System. Verlangte nutzbare Hubhöhe 13,5 m; die größte Last von 2500 kg soll mit ca. 1 m/sek. gehoben und gesenkt werden. Der Arbeitsdampf ist durch Gelenkrohre und Drehstopfbüchsen dem Kran zuzuführen, der Auspuff erfolgt ins Freie.

Das Schwenken des Krans ist mit doppeltwirkendem Dampfzylinder und Kettenzug vorzunehmen; die Schwenkgeschwindigkeit, am Lasthaken gemessen, ist zu ca. 2 m/sek angenommen; der Schwenkbereich beträgt ca. 240°.

Für das Verfahren des Portals ist ein einfaches Windwerk mit Handbetrieb vorzusehen.

Allgemeine Anordnung. Das Portal trägt in 2,55 m Abstand von der Kaikante den mit Drehstopfbüchse für den Dampfzutritt versehenen Königstock und konzentrisch zu diesem den Laufschienenkranz für den Schwenkwagen. Der letztere wird aus zwei von vorn nach hinten durchlaufenden [-Trägern mit entsprechenden Querverbindungen gebildet, auf welche sich in seinen Hauptstützpunkten der Ausleger und die als Gegengewicht angeordneten Zylinder für das Hub- und Schwenkwerk nebst ihren Hilfsapparaten stützen.

Das Hubwerk besteht aus zwei einfach wirkenden Zylindern, welche auf einer gemeinsamen Grundplatte stehen, die gleichzeitig den unteren Triebrollen des Rollenzuges zur Lagerung dient. Die Kolbenstangen der nach aufwärts wirkenden Scheibenkolben sind in den oberen Zylinderdeckeln geführt und an ihrem freien Ende durch eine als Lagerstuhl für die oberen Triebrollen des Rollenzuges ausgebildete Traverse miteinander verbunden. In der Mitte zwischen beiden Hubzylindern ist der Bremszylinder angeordnet, dessen oberer Deckel zwei Arme mit Führungen für die Kolbenstangen der Hubzylinder trägt. Die Kolbenstange des doppeltwirkenden Bremskolbens ist mit dem oberen Rollenkopf verbunden

und stützt bei entsprechender Stellung der Steuerung das ganze System ab. Die Hauptteile der hydraulischen Steuerung und ihre Wirkungsweise gehen aus dem Schema Fig. 461 hervor. Kurz vor der höchsten Laststellung wird der Dampfschieber geschlossen, der Dampf wirkt noch ein kurzes Stück durch Expansion, seine Spannung nimmt infolge dieser Expansion und auch Kondensation durch direkte Abkühlung ab, die Abstützung der Last erfolgt durch ein in die untere Anschlußleitung des Bremszylinders eingebautes selbsttätiges Rückschlagventil *a*. Soll die Last gesenkt werden, so muß das Rückschlagventil entsprechend der gewünschten Senkgeschwindigkeit angehoben werden. Die Einstellung der Spindel gegeschieht durch eine kleine, im Ventilgehäuse gelagerte doppeltgekröpfte Kurbelwelle, die durch Handhebel und Übertragungsgestänge gedreht wird, und je nach dem Drehungswinkel die Spindel mehr oder weniger anhebt.

Damit das Rückschlagventil zum Abstützen der Last selbsttätig wirken kann, ist es erforderlich, daß vor Anhub der Last die Spindel ganz gesenkt wird; dabei darf das Ventil aber nicht zugedrückt werden, weil sonst die Hubzylinder das Vakuum auf der Unterseite des Bremszylinders überwinden und bei Abstellen des Dampfes die Last abstürzen würde. Beim Lastsenken können, wenn die Regulierspindel zu schnell das Rückschlagventil freigibt, heftige Stöße auftreten, dieselben werden durch das Sicherheitsventil *e* abgeschwächt. Zur Verhütung des Durchgehens der Dampfkolben beim Lastheben im Falle eines Seilbruchs ist in die obere Anschlußleitung des Bremszylinders ein sogenanntes Stopventil *b* eingebaut, welches, durch eine Feder ausbalanciert, bei Überschreitung einer bestimmten Wassergeschwindigkeit mitgerissen und bis auf zwei kleine Bohrungen geschlossen wird. Zur Bedienung der Hubmaschine sind nach dem Vorstehenden zwei Hebel erforderlich, und zwar ein Dampfsteuerhebel und ein zweiter Hebel für die Regulierspindel des Rückschlagventils. Die einseitige Kolbenstange des Bremszylinders bedingt die Anordnung eines Ausgleichsbehälters für die Bremsflüssigkeit (Wasser oder Glyzerin); derselbe ist an den Boden des Windkessels angeschlossen.

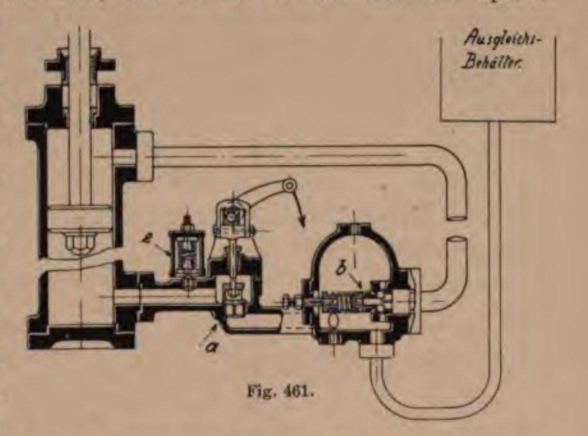


Fig. 461.

Der Lösch- und Ladedienst bedingt zu verschiedenen Arbeiten sehr verschiedene tiefste Hakenstellungen eines Kranspiels. Um an Dampf nach Möglichkeit zu sparen, müssen die Dampfkolben bei der jeweils verlangten tiefsten Hakenstellung selbst in der tiefsten Lage sein. Das

wird erreicht durch Nachstellbarkeit des Huborgans (Drahtseil) (Fig. 7, Taf. XII): um den Fuß des einen Dampfzylinders ist eine drehbare Trommel angeordnet, auf der das lose Seilende befestigt ist, und mittels welcher so viel Seil eingezogen werden kann, als nach der gewünschten tiefsten Hakenstellung erforderlich ist. Die Feststellung der Trommel, die mit Handspeichen gedreht wird, erfolgt mittels Klemmschrauben.

Zur Einleitung der Schwenkbewegung ist auf den feststehenden Königstock eine geteilte Kettennuß aufgekeilt, um welche sich die Zugkette des Schwenkwerks legt. Die Kette ist durch zwei Führungsrollen im Schwenkwagen nach aufwärts geführt und an die Kolbenstangentraverse des doppeltwirkenden Schwenkzylinders angeschlossen.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Hubwerk mit Hubzylindern, hydraulische Bremsvorrichtung, Schwenkwiderstände und Schwenkzylinder.

1. Hubwerk. Verlangt ist eine Hubgeschwindigkeit bei größter Belastung von 1 m/sek. Das Belastungsgewicht des Hakens ist 150 kg; wird mit einer Beschleunigung von 3 m/sek gerechnet, so wird der größte vorkommende Seilzug oberhalb des Hakens

$$2500 + 150 + \frac{2650}{9,81} \cdot 3 = 3460 \text{ kg}.$$

Das Drahtseil hat 18 mm Durchmesser; es kann nach Tab. Nr. 21a bei 6facher Sicherheit mit 3865 kg belastet werden, Rollendurchmesser von mindestens 480 mm vorausgesetzt; in der Ausführung sind die Rollendurchmesser 600 mm. Die verlangte nutzbare Hubhöhe von 13,5 m bedingt einen Hub der Kolben von $\frac{13,5}{6} = 2,25$ m. Die getroffene Anordnung des Rollenzuges (7 Seilrollen, davon drei lose Rollen, Seilende an der festen Flasche befestigt) läßt nach Tab. Nr. 4 einen Wirkungsgrad zwischen 70—87%, im Mittel von 78% erwarten. Unter Berücksichtigung der Kolbenreibung (ca. 5%) müßte der wirksame höchste Druck unter den Dampfkolben insgesamt

$$P = \frac{3460 \cdot 6}{0,78 \cdot 0,95} = 28000 \text{ kg}$$

betragen; dem entspricht bei einem Durchmesser der Dampfzylinder von 410 mm ein indizierter Druck von

$$\frac{28000}{2 \cdot \frac{41^2 \pi}{4}} = \frac{28000}{2640,5} = \text{ca. } 10 \text{ kg/qcm}.$$

Der Betriebsdruck der Dampfkessel beträgt 13 kg/qcm, so daß die Zylinder die höchste Last noch sicher anheben, selbst unter Voraussetzung eines Druckabfalls von 3 kg/qcm von den Kesseln bis zum Schieberkasten. (Vgl. § 60.) Die Beschleunigung von 3 m ist sehr hoch angenommen. Da die normale Hubgeschwindigkeit nur 1 m/sek. betragen soll, so wird

bereits nach $1/3$ sek. Beharrungszustand eingetreten sein; derselbe erfordert aber nur

$$10 \cdot \frac{2650}{3460} = 7{,}65 \text{ kg/qcm}.$$

Bei leerem Haken würde im Beharrungszustand nur

$$10 \cdot \frac{150}{3640} = 0{,}412 \text{ kg/qcm}$$

Dampfdruck erforderlich sein. Aus diesen Zahlen ist zu ersehen, daß der Kran sehr vorsichtig gesteuert werden muß, weil sonst infolge überschüssigen Dampfdrucks unkontrollierbare Lastgeschwindigkeiten auftreten können.

Die vorhandene hydraulische Bremsvorrichtung wirkt bis zu gewissem Grade regulierend. Der Durchflußquerschnitt des vollgeöffneten Stopventils beträgt ca. 11,5 qcm; mit einem Durchflußkoeffizienten für Wasser von 0,4 (vgl. § 72) würde die Durchströmungsgeschwindigkeit

$$v = 0{,}4\sqrt{2g \cdot 10 \cdot p_i} = 5{,}6\sqrt{p_i},$$

wenn p_i den indizierten Druck auf der Oberseite des hydraulischen Kolbens bedeutet. Von der Durchflußgeschwindigkeit v ist die Kolbengeschwindigkeit

$$c = v \cdot \frac{f}{F}$$

und die Lastgeschwindigkeit

$$u = 6\,c = 6 \cdot v\,\frac{f}{F}$$

abhängig. So erfordert z. B. die normale Lastgeschwindigkeit von 1 m/sek. eine Durchflußgeschwindigkeit

$$v = \frac{1}{6} \cdot \frac{330{,}27}{11{,}5} = 4{,}8 \text{ m/sek.}$$

und einen Überdruck des Wassers

$$p_i = \left(\frac{4{,}8}{5{,}6}\right)^2 = 0{,}74 \text{ kg/qcm}.$$

Würde der vollbelastete Kran ohne die hydraulische Bremse dem Dampfdruck von 10 kg/qcm überlassen bleiben, so würden die Kolben mit der Last durchgehen. Die hydraulische Bremse würde bei Aufzehrung von 10—7,65 = 2,35 kg/qcm Dampfdruck konstante Geschwindigkeit halten; 2,35 kg/qcm in den Dampfzylindern entsprechen einem

$$p_i = 2 \cdot 2{,}35 \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 41^2}{\frac{\pi}{4}\,(22^2{,}6 - 9^2{,}5)} = 18{,}8 \text{ kg/qcm}$$

im hydraulischen Zylinder; der Druck würde eine Durchflußgeschwindigkeit

$$v = 5{,}6\sqrt{18{,}8} = 24{,}3 \text{ m/sek}$$

erzeugen, derselben entspräche eine Lastgeschwindigkeit

$$u = 24{,}3 \cdot 6 \cdot \frac{11{,}5}{330{,}27} = 5{,}08 \text{ m/sek.}$$

Für den praktischen Betrieb ist diese selbstregulierende Wirkung des Bremszylinders nicht intensiv genug, um von der Aufmerksamkeit des Kranführers unabhängig sein zu können; wenn das Seil beim Heben voller Last reißen würde, so würde der volle Druck in den Dampfzylindern, selbst wenn der Dampf momentan abgesperrt wird, zur Erhöhung der Wasserpressung verwandt, so daß

$$p_i = 2 \cdot 10 \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 41^2}{\frac{\pi}{4}(22{,}6^2 - 9{,}5^2)} = 80 \text{ kg/qcm}$$

$$v = 5{,}6 \sqrt{80} = 50 \text{ m/sek.}$$

$$u = 50 \cdot 6 \cdot \frac{11{,}5}{330{,}27} \approx 10{,}5 \text{ m/sek.}$$

Die Wirkung der Bremse wird durch das Stopventil wesentlich gesteigert. Entsprechend dem Anzug der Ventilfeder wird das Ventil durch die Wasserströmung bei Überschreitung einer bestimmten Geschwindigkeitsgrenze mitgerissen und schließt die große Durchflußöffnung, während für den Durchfluß nur zwei kleine Kanäle von ca. 15 qmm Querschnitt freibleiben. Auf diese Weise wird die Lastgeschwindigkeit im Verhältnis der Durchflußquerschnitte reduziert.

Zu bemerken ist zu dieser Wirkungsweise des Stopventils, daß es wieder öffnet, wenn die Strömungsgeschwindigkeit abnimmt, ähnlich wie das Stoßventil bei den hydraulischen Widdern. Es wird daher, falls das Ventil in Tätigkeit tritt, eine ruckweise Bewegung eintreten, die solange anhält, bis der Dampfdruck durch Expansion oder Kondensation hinreichend vermindert ist. Hierdurch werden heftige Stöße verursacht, welche das ganze Zylindersystem mit Grundplatte und Rollenböcken sehr ungünstig beanspruchen und deshalb möglichst vermieden werden sollten.

Die zur Regulierung der Senkgeschwindigkeit dienende Spindel des Rückschlagventils wird am meisten beansprucht beim Anheben des Ventils zum Senken der größten Last. Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades und der vollen Kolbenfläche der Unterseite des hydraulischen Kolbens wird in diesem Fall

$$p_i = \frac{2650 \cdot 6 \cdot 0{,}78 \cdot 0{,}95}{\frac{22^2{,}6\, \pi}{4}} = 29{,}4 \text{ kg/qcm.}$$

Die Kraft zum Heben des Ventils bestimmt sich bei 50 mm Durchmesser hiernach zu

$$29{,}4 \cdot \frac{5^2 \pi}{4} \approx 575 \text{ kg.}$$

Die Festigkeitsrechnung der hauptsächlichsten Teile der Hubmaschine ergibt:

Dampfzylinder: Nach § 116 ist zu setzen

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_o}{k_z - 1{,}3\, p_o}} + a.$$

Mit $p_o = 13, \; k_z = 200, \; r_i = \frac{41}{2} = 20,5$

$a = 1$ cm

wird $$r_a = 20,5 \sqrt{\frac{200 + 0,4 \cdot 13}{200 - 1,3 \cdot 13}} + 1 = 22,7 \text{ cm}$$

(ausgeführt $r_a = \frac{464}{2} = 23,2$ cm).

Dampfkolbenstangen: Auf Zerknickung beansprucht,

$$P = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot 13 = \frac{41^2 \pi}{4} \cdot 13 = 17\,160 \text{ kg}.$$

In höchster Stellung wird die freie Knicklänge (Fall 1, § 11) $l =$ ca. 2500 mm und damit die Sicherheit

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 322,1}{4 \cdot 17\,160 \cdot 250^2} = 1,48.$$

Diese hohe Beanspruchung ergibt sich unter der ungünstigen Annahme, daß die Stangen am oberen Ende nicht geführt sind; in Wirklichkeit findet aber eine Stützung gegen seitliches Ausknicken durch die Kolbenstange des Bremszylinders statt. Wird unter Berücksichtigung dieser Führung nach Fall III § 11 gerechnet, so wird

$$n = 8 \cdot 1,48 = 11,84.$$

Bremszylinder: Der durch den Dampfdruck von 13 kg/qcm entstehende größte Druck im Bremszylinder beträgt

$$p_o = 2 \cdot 13 \cdot \frac{\frac{41^2 \pi}{4}}{\frac{\pi}{4}(22^2,6 - 9^2,5)} = 26 \, \frac{1320,25}{330,27} = 104 \text{ kg/qcm}.$$

Mit Rücksicht auf die Tatsache, daß dieser Druck nur auftreten kann, wenn bei Heben der vollen Last das Seil reißt, kann mit sehr hohem k_z gerechnet werden. Rechnet man mit 400 kg/qcm, entsprechend einer 5fachen Sicherheit für sehr guten Zylinderguß (Tab. Nr. 7), so wird

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{400 + 0,4 \cdot 104}{400 - 1,3 \cdot 104}} + a$$

$$= 11,3 \cdot 1,3 + a = (14,7 + a) \text{ cm}.$$

Der Zylinder ist mit $r_a = 153$ mm ausgeführt, so daß der Zuschlag für ungenauen Guß

$$a = 153 - 147 = 6 \text{ mm}$$

ausfallen würde; derselbe soll nach § 116 5 bis 10 mm betragen.

Normalen Betriebsverhältnissen entsprechend würde beim Abstützen der größten Last

$$p_i = \frac{2650 \cdot 6 \cdot 0,78 \cdot 0,95}{\frac{22^2,6 \cdot \pi}{4}} = 29,4 \text{ kg/qcm}.$$

Nach der Beziehung
$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 \cdot p_i}{k_z - 1,3 \cdot p_i}} + 0,6$$
würde hierbei das Material des Zylinders mit nur ca. 110 kg/qcm beansprucht.

Kolbenstange des Bremszylinders: In der Höchstlage ist die freie Knicklänge ca. 2500 mm. Die das ganze System abstützende Kolbenstange ist seitlich durch die Kolbenstangen der Dampfzylinder geführt, welche nach Abstützung der Last durch die Bremskolbenstange selbst nicht mehr belastet sind. Nach Fall III § 11 würde die Sicherheit gegen Ausknicken
$$n = \frac{2\,\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 399,82}{2650 \cdot 6 \cdot 0,78 \cdot 0,95 \cdot 250^2} \approx 22.$$

Befestigung des Bremszylinders: Der Bremszylinder ist auf die Dampfzylinder aufgesetzt. Die unteren Schrauben dürfen nur gegen seitliche Kräfte absteifen und müssen Längsverschiebung gestatten; der Dampfzylinder ist Temperaturschwankungen von ca. 200° C ausgesetzt, daraus folgen Längenänderungen auf die Strecke von der oberen bis zur unteren Befestigungsstelle des Bremszylinders von ca. 1500 · 0,00001 · 200 = 3 mm. Der Teil des Bremszylinders bis zu den oberen Stützflanschen ist auf Zug beansprucht
$$\sigma_z = \frac{2650 \cdot 6 \cdot 0,78 \cdot 0,95}{\frac{\pi}{4}\,(30^2,6 - 22^2,6)} = \frac{11800}{334,26} = 35,3 \text{ kg/qcm.}$$
Die vier Befestigungsschrauben (1 3/4″) würden einen Zug nach oben von im höchsten Fall ca. 44000 kg, entsprechend einem σ_z von 1000 kg/qcm, mit hinreichender Sicherheit noch aushalten; die größte auftretende Kraft (im Falle eines Seilbruchs bei Aufwärtsgang unter vollem Dampf) beträgt nur 34320 kg.

2. Schwenkwiderstände, Schwenkzylinder. Der Schwerpunkt des drehbaren Oberteils liegt bei voller Last ca. 1,46 m vor der Schwenkachse, bei leerem Haken ca. 0,3 m hinter der Schwenkachse. Die zugehörigen Vertikalkräfte betragen 15785 bzw. 13285 kg. Der Durchmesser der Rollenbahn ist 3,5 m, der Königstock wird nicht auf Zug beansprucht, weil für jeden Belastungszustand die Resultante innerhalb der Rollenbahn liegt.

Der größte Druck auf die vorderen Laufrollen beträgt ca.
$$\frac{15785\,(1,46 + 1,75)}{3,5} = 14450 \text{ kg,}$$
d. h für jede Rolle 7225 kg. Die größte zulässige Belastung der in Gußeisen mit 500 mm Durchmesser und 90 mm Breite ausgeführten Rollen berechnet sich nach § 112 zu
$$Q = 25 \cdot 50 \cdot 9 = 11250 \text{ kg.}$$
Die Laufrollenzapfen (Taf. XII, Fig. 6) bedingen ein Widerstandsmoment an der schwächsten Stelle
$$W = \frac{7225 \cdot 5}{2 \cdot 750} = 24,1 \text{ cm}^3.$$

Der ausgeführte Durchmesser von 55 mm besitzt ein $W = 16{,}33$ cm³; dasselbe würde eine Beanspruchung

$$\sigma_b = \frac{7225 \cdot 5}{2 \cdot 16{,}33} \approx 1100 \text{ kg/qcm}$$

bedingen. Der spezifische Druck in der Lauffläche wird

$$p = \frac{7225}{2 \cdot 5{,}5 \cdot 8{,}5} = 77{,}2 \text{ kg/qcm.}$$

Die Laufrollen haben kegelförmige Laufflächen, es wird ein axialer Druck von

$$7225 \cdot \frac{500}{3500} = 1030 \text{ kg}$$

erzeugt, die Spurplatte hat einen spezifischen Druck von

$$\frac{1030}{\frac{5^2{,}5\,\pi}{4}} = 43{,}4 \text{ kg/qcm}$$

auszuhalten. Der axiale Druck für die hinteren Laufrollen wird bei der vorliegenden größten Last nur je

$$1030 \cdot \frac{15785 - 14450}{14450} = 95{,}4 \text{ kg.}$$

Die doppelte Differenz beider Axialdrücke, d. h. ca. 1870 kg, wirkt auf den Königstock.

Das durch den gesamten Schwenkwiderstand bedingte Anzugsmoment um die Schwenkachse berechnet sich wie folgt:

1. Beschleunigungsmomente, unter Annahme einer Schwenkbeschleunigung von 2 m/sek., am Lasthaken gemessen: Nutzlast, Hakengewicht, Auslegerkopf

$$\frac{2500 + 150 + 200}{9{,}81} \cdot 2 \cdot 1045 = 607000 \text{ cmkg.}$$

Der Ausleger, dessen Obergurt aus 2 Flacheisen 170×10 und 2 Winkeleisen 65×8, dessen Untergurt aus 2 Normal-[-Profilen Nr. 16 besteht, ergibt mit einem Gesamtquerschnitt von 104 qcm und 21 qcm Zuschlag für die Versteifungen ein Gewicht von 97,5 kg. pro lfd. m und hiermit nach § 5c ein Anzugsmoment von

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{R^3}{3}\, \nu = \frac{97{,}5}{9{,}81} \cdot \frac{10^3{,}45}{3} \cdot 0{,}192 = 725 \text{ mkg} = 72500 \text{ cmkg.}$$

Der Maschinenkomplex von 5000 kg Gewicht erfordert bei einem Trägheitsradius von ca. 2,2 m

$$\frac{5000}{9{,}81} \cdot \frac{2 \cdot 2{,}2}{10{,}45} \cdot 220 = 47000 \text{ cmkg.}$$

Führerhaus und Schwenkwagen wiegen ca. 5000 kg; wird der mittlere Trägheitsradius mit annähernd 1 m angenommen, so sind zum Anschwenken erforderlich

$$\frac{5000}{9{,}81} \cdot \frac{2 \cdot 1}{10{,}45} \cdot 100 = 9780 \text{ cmkg.}$$

Das gesamte zur Erreichung der Schwenkbeschleunigung erforderliche Anzugsmoment wird hiernach 736280 cmkg.

2. Reibungsmoment: Der gesamte von den Rollen aufzunehmende Vertikaldruck bei voller Last ist 15785 kg.

Die Reibung in den Laufflächen der Zapfen wird mit $\mu = 0{,}1$ ca. 1580 kg, das zur Überwindung derselben erforderliche Moment um die Schwenkachse

$$1580 \cdot \frac{55}{500} \cdot 175 = 30400 \text{ cmkg.}$$

Das Moment zur Überwindung der Reibung in den Spurflächen der Rollenzapfen berechnet sich zu

$$15785 \cdot \frac{500}{3500} \cdot 0{,}1 \cdot \frac{\frac{2}{3} \cdot 55}{500} \cdot 175 = 2890 \text{ cmkg.}$$

Die Überwindung der rollenden Reibung bedingt nach § 6b ein Moment von ca.

$$\frac{15785}{500} \cdot 175 = 5520 \text{ cmkg.}$$

Die Differenz der Spurlagerdrücke der konischen Laufrollen ergibt eine Reibung am Königstock von $1870 \cdot 0{,}1 = 187$ kg, das entsprechende Reibungsmoment ist $187 \cdot 10 = 1870$ cmkg. Zur Überwindung aller Reibungswiderstände ist hiernach ein Moment von 40680 cmkg, d. h. nur ca. 5,5% des Beschleunigungsmomentes erforderlich.

Die Kettennuß auf dem Königstock hat ca. 500 mm Teilkreisdurchmesser; die Zugkette läuft bei der einen Zugrichtung über eine, bei der anderen über zwei Führungsrollen. Mit einem mittleren Wirkungsgrad von 0,9 unter Einrechnung der Kolben- und Stopfbüchsenreibung muß die wirksame Kolbenkraft im Moment des Anziehens bei voller Last mit 2 m Schwenkbeschleunigung

$$(736280 + 40680) \cdot \frac{1}{25} \cdot \frac{1}{0{,}9} = 34600 \text{ kg}$$

betragen. Der Schwenkzylinder hat 330 mm Durchmesser, kann daher mit 13 kg/qcm Dampfdruck ca. 11100 kg äußern, ist daher nicht imstande, mit 2 m Beschleunigung anzuschwenken. Als normaler Betriebsdruck kann für den Zylinder nur 10 kg/qcm angenommen werden, dem entspricht ein Schwenkmoment von

$$10 \cdot \frac{33^2 \pi}{4} \cdot 0{,}9 \cdot 25 = 192000 \text{ cmkg.}$$

Von diesem Moment zehrt die Reibung 40680 cmkg auf, so daß zur Beschleunigung noch

$$192000 - 40680 = 151320 \text{ cmkg}$$

verfügbar sind. Da das Moment der Beschleunigung direkt proportional ist, so ist mit demselben eine Schwenkbeschleunigung, am Lasthaken gemessen, von

$$2 \cdot \frac{151320}{736280} = 0{,}411 \text{ m/sek.}$$

mit voller Last zu erwarten.

Bei leerem Haken würde dieselbe auf ungefähr

$$0{,}411 \cdot \frac{736280}{129280} = 2{,}34 \text{ m}$$

steigen, wenn man von der Verringerung der Reibung bei Leerlauf absieht, die eine weitere, wenn auch nicht wesentliche Steigerung der Beschleunigung zur Folge hat.

Der große Unterschied in der Größe zwischen Beschleunigungs- und Reibungsmoment weist darauf hin, daß beim Schwenken sehr vorsichtig gesteuert werden muß, denn das ganze Beschleunigungsmoment wirkt während des Auslaufes treibend. Die Anordnung des Kettenzuges ermöglicht das Geben von Gegendampf; Rücksicht auf Schonung des ganzen Kranverbands und möglichste Dampfersparnis lassen dieses Mittel nur im äußersten Notfall zu.

Festigkeitsrechnung. Kette: Der größte beim Anschwenken aufzuwendende Kettenzug von

$$10 \cdot \frac{33^2 \pi}{4} = 8550 \text{ kg}$$

verlangt nach Tab. Nr. 19 eine ca. 30 mm-Kette; in der Ausführung ist 28 mm-Kette genommen.

Zylinder: Für die Zylinderwandstärke gilt nach § 114

$$r_a = 16{,}5 \sqrt{\frac{200 + 0{,}4 \cdot 10}{200 - 1{,}3 \cdot 10}} + a$$

$$= 17{,}25 + a \quad (a = 0{,}5 \text{ bis } 1 \text{ cm}).$$

In der Ausführung ist $r_a = 188$ mm, der Zuschlag a beträgt demnach 15,5 mm.

Kolbenstangen: Freie Knicklänge ca. 2000 mm. In der äußersten Stellung hängt die Kolbenstangentraverse in der oberen Zugkette, für die vorhandene Sicherheit gegen Ausknicken kommt § 11, Fall III, in Frage

$$n = 2\pi^2 \cdot \frac{2000000 \cdot 2 \cdot 30{,}68}{8550 \cdot 200^2} = 7{,}2.$$

Befestigung des Schwenkzylinders: An der Vorderseite stützt sich der Zylinder auf 2 Säulen von 40 mm Durchmesser, die bei einer freien Knicklänge von ca. 2,2 m oben und unten fest eingespannt sind; auf der Rückseite findet die Abstützung mittels eines angegossenen Fußes auf dem oberen Flansch eines Hubzylinders statt. Für jede Seite ist mit einer Beanspruchung bis zu $\frac{8550}{2} = 4275$ kg zu rechnen, welche je nach der Zugrichtung der Kette nach aufwärts oder abwärts wirkt. Die Befestigung auf der Rückseite geschieht durch 2 St $1^3/_8$"-Schrauben, welche nach Tab. Nr. 16 mit zusammen 6400 kg beansprucht werden dürfen. Die Säulen, von denen jede 2137,5 kg zu tragen hat, halten diese Last nach § 11, Fall IV, aus mit einer Sicherheit

$$n = 4\pi^2 \cdot \frac{2000000 \cdot 12{,}57}{2137{,}5 \cdot 220^2} = 9{,}7.$$

Beispiel Nr. 4.

Fahrbarer Dampfkran von 3500 kg Tragfähigkeit mit Greifervorrichtung.

Erbauer: Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger.

(Taf. XIII und XIV.)

Konstruktionsgrundlagen. Der Kran soll vorwiegend als Entladekran mit Greiferbetrieb Verwendung finden, soll jedoch auch imstande sein, als einfacher Handhabungskran zu arbeiten. Er soll mit 3500 kg maximaler Last bei 18 m Ausladung frei, ohne Verwendung von Schienenklammern alle Bewegungen ausführen können. Spurweite des Fahrgeleises 3 m, erforderliche Höhe der Auslegerrolle 13 m über Schienenoberkante, nutzbare Hubhöhe 18 m.

Hubgeschwindigkeit 0,75 m/sek.

Schwenkgeschwindigkeit 2 m/sek, am Lasthaken gemessen.

Fahrgeschwindigkeit 0,5 m/sek auf gerader, horizontaler Strecke.

Bei Erreichung dieser Geschwindigkeiten soll die Tourenzahl der Maschine 200 pro Minute nicht überschreiten.

Allgemeine Anordnung. Der aus Profileisen zusammengebaute Unterwagen hat eine Triebachse und eine Laufachse, Spurweite 3 m, Radstand 4,120 m. Er trägt in der Mitte seiner Plattform ein gußeisernes Herzstück, in welches der Königstock fest eingesetzt ist. Konzentrisch zu diesem, durch einen Rost von Profilträgern unterstützt, ist die Kreisbahn für die Stützrollen des Schwenkwagens angeordnet, desgleichen der fest in einen ausgedrehten **[**-Eisenring eingesetzte Zahnkranz für das Schwenkwerk.

Das Gerippe des Schwenkwagens wird von 2 durchlaufenden **[**-Profilen gebildet, welche in einer vorderen und einer hinteren Querverbindung die Stützrollenpaare tragen. Auf diese Träger stützt sich am vorderen Ende die Druckstrebe des Auslegers und der vordere Schenkel des schmiedeeisernen Windengestells, in der Mitte der Hauptpfosten des Windengestells; am hinteren Ende nehmen diese Träger das Gewicht des Kessels und das zur Sicherung der Stabilität dienende Gegengewicht auf. (Kesseldaten etc. s. Taf. XIII, Fig. 1.) Durch seitlich an die Hauptträger angeschraubte Konsolen wird der Riffelblechbelag getragen, welcher den Fußboden des, Kessel, Maschine und Windwerk umschließenden Führerhauses bildet. Die Seitenwangen des Windwerks sind im oberen Teil durch eine Traverse miteinander verbunden, welche ein kugelförmiges Spurlager für den oberen Zapfen des Königstocks enthält. Dieses Lager ist bei der Montage durch Stellschrauben so eingestellt, daß der ganze Oberwagen zum Teil in diesem Lager hängt, um so die Stützrollen zur Verminderung der

Schwenkwiderstände teilweise zu entlasten. Die Zentrierung des Schwenkwagens gegen den Königstock geschieht durch ein oberes und ein unteres Halslager.

Die zum Betrieb des Krans dienende Zwillingsdampfmaschine, deren Fundamentrahmen auch die Lagerungen für die Königswelle enthält, ist an den hinteren senkrechten Hauptpfosten des Windengestells angebaut. Die oben liegende Kurbelwelle treibt durch Kegelräder die zwischen den beiden Maschinenhälften stehend angeordnete Königswelle, von welcher durch je ein Wendegetriebe mit Reibungskupplungen die Bewegungen für den Schwenk- und Fahrgang abgenommen werden.

Das Hubwindwerk mit Greifervorrichtung wird durch ein auf der Kurbelwelle axial verschiebbares Ritzel angetrieben. Die Maschine ist nicht umsteuerbar; das Senken der Last geschieht bei ausgerücktem Ritzel durch Regulierung mit der Handbremse. Mit der Lasttrommel kann die sog. Entleerungstrommel durch Stirnräder derart gekuppelt werden, daß beide sich mit gleicher Geschwindigkeit drehen. Die Entleerungstrommel ist axial verschiebbar aufgekeilt und kann durch eine Justiermutter (Taf. XIV, Fig. 8) genau eingestellt werden. Das Antriebsrad, welches von dem gleich großen Rad auf der Lasttrommelachse seine Bewegung erhält, dreht sich lose in einem Gewinde auf der Achse und schraubt sich bei Aufwärtsgang der Lasttrommel schließlich gegen die Arbeitsfläche der Entleerungstrommel, um diese dann durch Reibungsschluß mitzunehmen. Die Justiermutter muß so eingestellt werden, daß in diesem Moment gerade der Greifer geschlossen ist, denn so lange die Entleerungstrommel sich nicht mitdreht, hängt die Entleerungskette (Taf. XIV, Fig. 3a—b) frei, die Lastkette schließt bei Aufwärtsgang der Lasttrommel den Greifer (Fig. 3c—d). Ist die Justiermutter richtig eingestellt, so werden, nachdem der Greifer geschlossen ist, Entleerungs- und Hubkette gleich schnell aufgewunden, der Greifer wird geschlossen gehoben. In der Höchstlage wird die Hubbremse angezogen, das Ritzel des Hubwerks ausgerückt. Über der Entleerungsstelle wird die Senkbremse wieder etwas gelöst, der Greifer mit Inhalt gesenkt. Er bleibt hierbei geschlossen, weil die Entleerungstrommel von der Lasttrommel durch Reibungsschluß mitgenommen wird. Soll entleert werden, so wird die Entleerungsbremse festgezogen, während die Lastbremse entsprechend langsam gelöst wird; dadurch wird die Entleerungskette gespannt und öffnet unter dem Einfluß des Gewichts des Fördergutes den Greifer. Liegt das Antriebsrad der Entleerungstrommel, welches sich bei stillstehender Entleerungstrommel von dieser losschraubt, am Bund der Achse an, so hält die Entleerungsbremse auch die Lasttrommel fest. Ein weiteres Senken erfolgt jetzt durch Regulierung mit der Entleerungsbremse. So legt sich der Greifer geöffnet auf das aufzunehmende Material. Wird jetzt bei langsam laufender bzw. ganz stillgesetzter Maschine bei gelösten Bremsen das Hubritzel eingerückt und die Maschine wieder angestellt, so beginnt das Kranspiel von neuem.

Der Führerstand befindet sich links vom Windengestell, in der Richtung nach dem Ausleger gesehen. Die Steuerung des Krans erfolgt durch sechs Handhebel (Taf. XIV, Fig. 1).

Hebel 1: Hubbremse
» 2: Fahrwerk
» 3: Schwenkwerk
» 4: Hubritzel
» 5: Manövrierschieber
» 6: Entleerungsbremse.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Hubwindwerk mit Bremse, Hauptdimensionen der Dampfmaschine, Stabilitätsverhältnisse des Oberwagens, Stützrollendrücke, Schwenkwerk, Fahrwerk, Wendegetriebe, Gestell des Unterwagens, Gesamtstabilität, Kurbelwelle der Dampfmaschine.

1. Hubwindwerk mit Bremse. Der Berechnung ist eine Last am Haken von 3500 kg zugrunde gelegt. Unter Berücksichtigung der Führung der Lastkette ergibt sich hieraus eine erforderliche Tragkraft derselben zu $\frac{3500}{0^2{,}95} = 3880$ kg. Hierfür ist nach Tab. Nr. 19 eine 20 mm-Kette erforderlich; gewählt ist 22 mm Kette mit 4550 kg zulässiger Belastung. Erforderlicher Trommeldurchmesser nach § 94a $D = 20$ bis 25 Ketteneisenstärke, d. h. 440 bis 550 mm, ausgeführt 570 mm. Die verlangte Hubgeschwindigkeit von 0,75 m/sek bedingt bei 200 Umdrehungen der Kurbelwelle eine Übersetzung des Hubwerks von

$$i = 0{,}75 \cdot \frac{60}{\pi \cdot 0{,}57} \cdot \frac{1}{200} = 1 : 8.$$

Die in Stahlguß ausgeführten Zahnräder können mit $1{,}2\,\pi$ cm Teilung, $b = \text{ca. } 8 \cdot m$, nach Tab. Nr. 26 $425 \cdot 3 = 1275$ kg Umfangskraft übertragen. Die tatsächlich bei max. Last zu übertragende Umfangskraft beträgt

$$P = 3880 \cdot \frac{57}{144} \approx 1530 \text{ kg}.$$

In der Ausführung hat das Ritzel, welches der stärksten Beanspruchung unterliegt, eine Zahnhöhe von 26 mm, Zahnstärke am Fuß von 20 mm, wirksame Zahnbreite von 95 mm. Daraus wird

$$\sigma_b = \frac{1530 \cdot 2{,}6}{\frac{1}{6} \cdot 9{,}5 \cdot 2^2} = 630 \text{ kg/qcm}.$$

Die Beschleunigung beim Anheben der Last bedingt keine wesentliche Steigerung der Beanspruchung; wird entsprechend einer größten Hubgeschwindigkeit von 0,75 m/sek mit einer Beschleunigung von 0,25 m/sek gerechnet, so würde durch dieselbe eine Erhöhung des Kettenzuges um 90 kg, d. h. ca. $2^1/_2\,\%$ bedingt. Zum Ausrücken des Hubritzels muß zunächst die Maschine stillgesetzt und die Hubbremse angezogen werden.

Hubbremse: Die seitlich gegen das Trommelrad geschraubte Bremsscheibe hat 1100 mm Durchmesser, der umschlungene Bogen ist ca. $3^1/_2\,\pi$; die abzubremsende Umfangskraft beträgt:

$$R = \frac{3500 \cdot 0^2{,}95 \cdot 570}{1100} = 1635 \text{ kg.}$$

Mit $\mu = 0{,}2$ wird $e^{\mu\alpha} = 9{,}02$ (Tab. Nr. 5). Die Anordnung der Bremse ergibt nach § 7a

$$T_2 = 9{,}02\ T_1$$
$$R = 8{,}02\ T_1$$
$$T_1 = \frac{R}{8{,}02} = \frac{1635}{8{,}02} = 204 \text{ kg.}$$

Bei dem angenommenen sehr geringen Reibungskoeffizienten würde eine Kraft am Bremshebel

$$P = 204 \cdot \frac{60}{1400} = 8{,}7 \text{ kg}$$

die Last noch in der Schwebe halten können. Mit $\mu = 0{,}4$ wird $e^{\mu\alpha} = 81{,}31$ (Tab. Nr. 5)

$$T_1 = \frac{1635}{80{,}31} = 20 \text{ kg.}$$

Zum Bremsen würde eine Kraft von

$$P = 20 \cdot \frac{60}{1400} = 0{,}86 \text{ kg}$$

am Hebel bereits genügen.

Der am höchsten beanspruchte Querschnitt des Bremsbandes (geschwächt durch eine $^5/_{16}''$-Schraube) beträgt

$$(4 - 0{,}8) \cdot 1{,}3 = 4{,}2 \text{ qcm.}$$

Mit $k_z = 900$ kg/qcm dürfte T_2 auf 3800 kg anwachsen. Mit einem $\mu = 0{,}4$ wäre dies bei einer Bremskraft von 2 kg der Fall, welche ein

$$T_2 = 2 \cdot \frac{1400}{60} \cdot 81{,}31 = 3800 \text{ kg}$$

erzeugt.

Der dem vollen Hebelausschlag (ca. 600 mm am Handgriff gemessen) entsprechende Lösungsweg der Bremse wäre ca.

$$s = 600 \cdot \frac{60}{1400} = 26 \text{ mm.}$$

Derselbe würde den lichten Durchmesser des Bremsbandes beim vollständigen Lösen der Bremse um

$$\frac{26}{1{,}75 \cdot \pi} = 4{,}75 \text{ mm}$$

vergrößern, die Bremse zieht daher sehr sanft an. Die erforderliche Nachstellbarkeit des Bremsbandes wird durch Regulierung der Zugstangenlänge erreicht, sobald der Zahnbogen des Hebels für dessen Endstellungen nicht mehr ausreicht.

2. Hauptdimensionen der Dampfmaschine. Das für das Heben der Vollast erforderliche Antriebsmoment der Kurbelwelle ergibt sich zu

$$M = \frac{3880 \cdot 28,5}{8 \cdot 0,9} = \text{ca. } 15400 \text{ cmkg.}$$

Nach § 58 wird mit $\frac{s}{D} = 1,3$ bei 8 kg/qcm Admissionsspannung

$$D^3{}_{cm} = \frac{5 \cdot 15400}{1,3 \cdot 8} = 7400$$

$$D = 195 \text{ mm}$$

$$s = 1,3, \; D = 254 \text{ mm.}$$

Die Maschine ist als Zwillingsmaschine (s. § 58) ausgeführt mit

$$D = 180 \text{ mm}$$

$$s = 240 \text{ mm.}$$

3. Stabilitätsverhältnisse des Oberwagens, Druck der Stützrollen, Schwenkwiderstand. Nach den aus den Konstruktionsgrundlagen und der Berechnung bekannten Gewichten von Maximallast, Ausleger, Lastwindwerk und Kessel, sowie den nach der allgemeinen Anordnung geschätzten Gewichten der Dampfmaschine mit Wendegetrieben, Führerhaus etc. ergibt sich folgendes Belastungsschema für den Schwenkwagen:

Nutzlast	3500 kg	18 m	vor Schwenkachse
Ausleger	3800 »	8,5 »	» »
Seitenschilder mit Windwerk, Dampfmaschine und Wendegetrieben	7500 »	0,5 »	hinter Schwenkachse
Dampfkessel	4000 »	3,3 »	» »
Führerhaus	1500 »	1,0 »	» »
Schwenkwagen mit Flurplatten (8 mm)	3500 »	1,0 »	» »

Hieraus ergibt sich eine Belastungsresultante von 23800 kg in 3,08 m Abstand vor der Schwenkachse; zur Erreichung genügender Stabilität ist ein Gegengewicht anzubringen. Um gegen Winddruck genügende Sicherheit zu bieten, wird angenommen, daß durch das Gegengewicht die Resultante auf 1 m an die Schwenkachse herangerückt werden soll. Damit gilt für das Gegengewicht mit dem angenommenen Schwerpunktsabstand von ca. 3 m

$$23800 \cdot 3,08 - G \cdot 3 = (23800 + G) \cdot 1$$

$$G = \frac{23800 \cdot 3,08 - 23800}{4} = 12400 \text{ kg.}$$

Das Gegengewicht ist mit 10200 kg ausgeführt, dadurch ergibt sich eine Gewichtsresultante des Oberwagens von 34000 kg 1,26 m vor der Schwenkachse.

Ohne Nutzlast liegt die Gewichtsresultante 30500 kg 0,665 m hinter der Schwenkachse.

4. Stützrollendrücke des Schwenkwagens. Durch die Einstellung des Spurlagers in der oberen Traverse sollen bei vollbelastetem Kran die hinteren Laufrollen, bei leerem Kran die vorderen Laufrollen angehoben werden, damit der Kran leicht schwenkt. Wird vom Winddruck abgesehen, so ergibt die Untersuchung folgendes (für vollbelasteten Kran):

Ist das Spurlager soweit gehoben, daß Vorder- und Hinterräder des Schwenkwagens tragen, so ist der Druck auf die Vorderräder annähernd

$$P = \frac{34000 \cdot 2920}{3320} = \text{ca. } 30000 \text{ kg};$$

davon hätte jedes Rad 15000 kg zu tragen. Bei 358 mm Durchmesser und 70 mm Breite darf ein Stahlrad (§ 112) mit

$$Q = 60 \cdot 35{,}8 \cdot 7 = 15000 \text{ kg}$$

belastet werden. Bei 70 mm Zapfendurchmesser wird mit $\mu = 0{,}1$ die Kraft zur Überwindung der Zapfenreibung

$$= 2 \cdot 15000 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{70}{358} = 588 \text{ kg}$$

und die Kraft zur Überwindung der rollenden Reibung

$$= \frac{2 \cdot 15000}{358} = 84 \text{ kg}.$$

Beide Kräfte greifen am Schwenkwagen im Abstand der Laufradmittelebenen an. Für die Hinterräder ergibt sich eine Belastung

$$P = \frac{34000 \cdot 400}{3320} = \text{ca. } 4000 \text{ kg}.$$

Durch dieselbe wird ein gesamter Reibungswiderstand im Abstand der Radmittelebenen von ca. 90 kg bedingt.

Das zur Überwindung der Gesamtreibung erforderliche Drehmoment um den Königsstock ist hiernach

$$M = 762 \cdot 1{,}66 = \text{ca. } 1260 \text{ mkg}.$$

Sind die hinteren Laufräder angehoben, so wird der Gesamtdruck auf die Vorderräder

$$P = \frac{34000 \cdot 1{,}26}{1{,}66} = 25800 \text{ kg}.$$

Die zugehörige Schwenkkraft wird 577 kg, das Moment um den Schwenkzapfen ca. 960 mkg.

Die Reibung des Spurlagers wird

$$0{,}1 \cdot \frac{34000 \cdot 0{,}40}{1{,}66} = 820 \text{ kg}$$

und ihr Moment um die Schwenkachse

$$^2/_3 \cdot \frac{17}{2} \cdot 820 = 4650 \text{ cmkg} = 46{,}5 \text{ mkg}.$$

Das gesamte Moment zur Überwindung der Reibung wird in diesem Fall ca. 1000 mkg, d. h. nur ca. 80 % des oberen Wertes.

Für den unbelasteten Kran werden die Verhältnisse noch günstiger.

Läuft der Wagen ganz auf den Rädern, so berechnet sich der Gesamtdruck für die Vorderräder zu

$$\frac{30500 \cdot 995}{3320} \approx 9100 \text{ kg}$$

und für die Hinterräder zu

$$\frac{30500 \cdot 2325}{3320} \approx 21400 \text{ kg}.$$

Das zur Überwindung der Reibung erforderliche Moment um den Königsstock wird in diesem Fall 1120 mkg.

Werden die vorderen Rollen durch das Spurlager angehoben, so nimmt der Spurzapfen 18300 kg auf, die hinteren Laufrollen 12200 kg.

Das gesamte Schwenkmoment ergibt sich jetzt zu nur ca. 480 mkg, d. h. ca. 44%.

Der größte Druck auf das Spurlager kann zu ca. 20000 kg angenommen werden, das ergibt einen spezifischen Flächendruck von

$$p = \frac{20000}{\frac{17^2 \pi}{4} - \frac{7^2 \pi}{4}} = 106 \text{ kg/qcm}.$$

Das Spurlager wird von 2 St. $2^1/_2''$-Schrauben gehalten; nach Tab. Nr. 16 können diese Schrauben bis zu 22400 kg tragen. Die Traverse selbst wird auf Biegung beansprucht (Fig. 5, Taf. XIV)

$$M = \frac{20000 \cdot 120}{4} = 600000 \text{ cmkg}.$$

$$W = 2 \cdot \frac{1}{6} 10 \cdot 18^2 = 1080 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{600000}{1080} = 555 \text{ kg/qcm}.$$

Abscherungsbeanspruchung der eingesetzten Stirnzapfen

$$\tau = \frac{10000}{\frac{10^2 \pi}{4}} = 128 \text{ kg/qcm}.$$

Spezifischer Flächendruck in der Bohrung der Blechwand

$$p = \frac{10000}{18 \cdot 1{,}2} = 463 \text{ kg/qcm}.$$

Die Kraft von 10000 kg ist auch der Berechnung des unteren Anschlusses der Windenschilder mit zugrunde zu legen, sie addiert sich zu dem von der Zugstange des Auslegers geäußerten Zugsbeanspruchung.

8. Schwenkwerk. Das größte zur Überwindung der Reibungswiderstände erforderliche Schwenkmoment ergab sich bei voller Last zu [illegible] mkg. Hierzu gesellt sich das Beschleunigungsmoment. Wird mit einer Beschleunigung von 0,25 m/sek am Lasthaken gerechnet, so ergibt sich bei der

Maximallast von 3500 kg ein Beschleunigungsmoment um die Schwenkachse von

$$\frac{3500}{9{,}81} \cdot 0{,}25 \cdot 18 = 1600 \text{ mkg.}$$

Demnach ist das ganze, zur Einleitung der Schwenkbewegung erforderliche Moment[1])

$$M = 1260 + 1600 = 2860 \text{ mkg.}$$

Die schematische Fig. 462 gibt die Belastungsweise für die Triebachse des Schwenkwerkes an. Der Ausleger verlangt ein Antriebsmoment von 286000 cmkg um die Schwenkachse. Das Trieb stützt sich mit den Zähnen gegen den Punkt a des festen Zahnkranzes und hat eine Kraft

$$P = \frac{286000}{101{,}5} = 2820 \text{ kg}$$

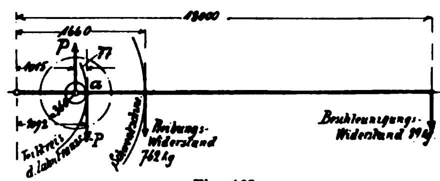


Fig. 462.

zu äußern; die gleiche Kraft $(-P)$ beansprucht die Zähne des Triebes und Zahnkranzes. Das Antriebsmoment der Triebachse ergibt sich hieraus zu

$$M = 2820 \cdot 7{,}7 = \text{ca. } 21720 \text{ cmkg.}$$

Die diesem Moment entsprechende wirksame Umfangskraft der Reibungskupplung wäre

$$\frac{21720}{72} \cdot \frac{18}{50} \cdot \frac{15}{\frac{25{,}5}{2}} \cdot \frac{1}{0^3{,}95} = 150 \text{ kg.}$$

Nach Tab. Nr. 30 genügt die Kupplung der verlangten Umfangskraft reichlich.

Für die Zahnräder des Schwenkwerkes ergibt sich unter Berücksichtigung der in Tab. Nr. 26 gegebenen zulässigen Umfangskräfte folgende Vergleichstabelle:

Übertragungsstelle (S. Taf. XIII, Fig. 1)	Umfangskraft (kg)	
	nach Tab. Nr. 26 zulässig	im Moment des Anschwenkens vorhanden
Zahnkranz des Schwenkwerks und Schwenkritzels	1725 (Stahlguß) 2880 (Stahl)	2800
Kegelräder am unteren Stützpunkt des Auslegers	1020 (Stahl)	600
Stirnräder unter der Lasttrommel	300 (G. E.) 720 (Stahl)	216
Kegelräder des Wendegetriebes	200 (G. E.)	86

[1]) Dieses Moment wirkt auf den Ausleger als Biegungsmoment mit horizontalen Kräften; es mufs zu einer nachträglichen Festigkeitsrechnung desselben herangezogen werden. (Vgl. Taf. XIV, Fig. 9, Quervergitterung des Auslegers.)

Die Nachrechnung der Beanspruchung an Hand der ausgeführten Zahnformen ergibt, unter der Annahme, daß nur ein Zahn zur Zeit im Eingriff, und die Kraft an der Spitze angreift, folgende tabellarisch zusammengestellte Werte (vgl. Schlußbemerkung zu Tab. 26.):

Zahn	Material	Breite b der ev. Bruchfläche	Höhe h der ev. Bruchfläche	Widerstands-Mom.	Umf.-Kraft	Zahnhöhe	Bieg.-Mom.	σ_b
		b cm	h cm	W cm³	kg	cm	cmkg	kg/qcm
des Zahnkranzes . .	Stahlguß	11,5	3,2	20	2800	3	8400	420
des Schwenkritzels .	Stahl	11,5	1,6	5	2800	3	8400	1680
des kleinen Kegelrades am unteren Stützpunkt des Auslegers . . .	Stahlguß	9,0	1,4	3	600	2,3	1380	460
des kleinen Stirnrades unter der Lasttrommel	Stahl	8,0	1,3	2,25	210	2,2	475	210
des Kegelrades des Wendegetriebes . .	G. E.	6	1,2	1,44	86	1,5	130	90

Bei 200 Umdrehungen der Dampfmaschine ergibt sich nach der ausgeführten Übersetzung des Schwenkwerkes eine Schwenkgeschwindigkeit von

$$200 \cdot \frac{15}{50} \cdot \frac{15}{60} \cdot \frac{11}{156} \cdot \frac{2\pi \cdot 18}{60} = \text{ca. } 2 \text{ m/sek},$$

am Haken gemessen.

6. Gestell des Unterwagens. Die Belastung des Wagens besteht außer aus dem Eigengewicht, aus dem Druck auf den Königsstock und den auf der Laufschiene des Schwenkwerks wandernden Stützrollendrücken, dazu kommt der in seiner Richtung mit der Auslegerstellung gleichfalls wechselnde Zahndruck des Schwenkritzels auf die Zähne des Zahnkranzes; derselbe beträgt nach 5. im Moment des Anschwenkens 2820 kg. Für die Vertikaldrücke wären jene zusammengehörigen Werte zu suchen (durch Änderung der Nutzlast), welche die größte Beanspruchung für den Wagen ergeben. Der Druck auf den Königsstock beträgt bei Vollast (s. unter 4.) 8200 kg und steigt bei Leerlauf auf 18300 kg. Die Raddrücke auf die Schwenkschiene sind bei Vollast je 12900 kg (Vorderräder), nehmen mit der Last ab, wachsen dann wieder an (Hinterräder) und erreichen mit Leerlauf wieder 10700 kg für jedes Rad.

Als ungünstigster Belastungsfall wird hiernach angenommen:

Belastung des Königsstocks 18000 kg
Stützrollendruck . . . . 12500 kg pro Rolle;

gegenseitiger Abstand der Laufrollenmittel vorn und hinten (Taf. XIV, Fig. 1) 700 mm.

Zwischenträger für die Unterstützung des Königsstocks: Es ist angenommen, daß die durchlaufenden Querträger die halbe

Last aufnehmen. Durch Raddrücke werden dieselben kaum beeinflußt, so daß pro Träger

$$M_b = \frac{1}{4} \cdot \frac{18000 \cdot 330}{4} = 372000 \text{ cmkg}$$

W für **[**-Normalprofil 30 = 535 cm³

$$\sigma_b = \frac{372000}{535} = 695 \text{ kg/qcm.}$$

Damit die an zwei Stellen unterbrochenen mittleren Längsträger die andere Hälfte der Belastung aufnehmen können, ist für sorgfältige Laschung der Ober- und Untergurtung sowie des Steges an den Unterbrechungsstellen gesorgt (sternförmig ausgeschnittenes Laschungsblech von 12 mm oben und unten, Stegverbindung mit je 2 L 100 × 100 × 12).

Vorderer und hinterer Querträger: Größte Beanspruchung, wenn der Ausleger in der Fahrtrichtung steht. Anteil an der Belastung des Königsstocks $\frac{18000}{4} = 4500$ kg, Belastung durch die Stützrollen 25000 kg. Das Profil des Trägers (**[** N.-P. Nr. 30) ist durch eine obere und untere Gurtplatte von 12 mm verstärkt. Nach Tab. Nr. 41 ergibt der Querschnitt in der Mitte ein

$$\Theta = 37245 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{37245}{16,2} = 2300 \text{ cm}^3.$$

Das Biegungsmoment wird

$$M_b = \frac{4500 \cdot 330}{4} + 12500 \cdot 130 = 1996000 \text{ cmkg.}$$

$$\sigma_b = \frac{1996000}{2300} = 870 \text{ kg/qcm.}$$

In Wirklichkeit liegt die Beanspruchung niedriger, weil die Schwenkschiene (Vorwalzprofil der normalen Eisenbahnschiene) eine günstige Lastverteilung der Raddrücke bewirkt.

Die seitlichen Längsträger: Ungünstigste Stellung des Auslegers quer zur Fahrtrichtung. Für diese Stellung wird

$$M_b = \frac{4500 \cdot 412}{4} + 12500 \cdot 171 \approx 2600000 \text{ cmkg}$$

$$\Theta = 37391 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{37391}{16,2} = 2310 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{2600000}{2310} \approx 1130 \text{ kg/qcm.}$$

Auch hier liegt die tatsächliche Beanspruchung niedriger wegen der Unterstützung der Rollen durch die Schwenkschiene und günstigere Lastverteilung.

Die Schwenkkraft von 2820 kg wird von dem Zahnkranz auf das denselben umgebende **[**-Eisen (142 × 85) direkt übertragen. In den Unter-

stützungspunkten dieses Ringes findet die weitere Übertragung auf das Wagengestell statt; die Träger sind durch die Mittellasche und die Gurtungen des äußeren Umfanges seitlich hinreichend versteift.

7. Laufräder und Achsen, Gesamtstabilität. Das Gewicht des Unterwagens beträgt ca. 8500 kg, sein Schwerpunkt liegt im Drehsäulenmitlel. Zusammen mit der Gewichtsresultante des Oberwagens ergibt sich für vollbelasteten Kran eine Resultante für Ober- und Unterwagen von 42500 kg 1,008 m vor der Schwenkachse, bei leerem Haken 39000 kg 0,52 m hinter der Schwenkachse; bei Drehung des Krans bleibt diese Resultante stets in der Mittelebene des Auslegers; volle Belastung ergibt die ungünstigsten Bedingungen. Diese sind der Untersuchung der Stabilitätsverhältnisse und der Berechnung der Schienendrücke zugrunde zu legen.

a) Ausleger in der Fahrtrichtung:

Belastung der Vorderachse $42500 \cdot \frac{3068}{4120} = 31650$ kg

Belastung der Hinterachse $42500 \cdot \frac{1052}{4120} = 10850$ kg

Druck auf jedes Vorderrad 15825 kg.

Wenn starker Wind (50 kg/qm) das Führerhaus von rückwärts in dieser Stellung trifft, so wird bei dem vorhandenen Hebelarm (2800 mm) der Mittelkraft des Winddrucks in bezug auf die vordere Laufradachse ein Moment erzeugt von:

$$M_w = 12 \cdot 50 \cdot 280 = 168000 \text{ cmkg}.$$

Das Gewichtsmoment des Krans um die gleiche Achse beträgt

$$M_k = 42500 \cdot 105{,}2 = 4471000 \text{ cmkg}.$$

Die Stabilität ist vollständig gesichert.

b) Ausleger senkrecht zur Fahrtrichtung; es werden die beiden Räder nach der Lastseite zu mit

$$42500 \cdot \frac{2508}{3000} \approx 35500 \text{ kg},$$

die anderen beiden Räder mit

$$42500 \cdot \frac{492}{3000} \approx 7000 \text{ kg}$$

belastet. Jedes der am stärksten belasteten Räder hat 17750 kg zu tragen. Winddruckmoment in bezug auf Schienenoberkante $M_w = 186000$ cmkg. Lastmoment, demselben entgegenwirkend,

$$42500 \cdot 49{,}2 \approx 2090000 \text{ cmkg}.$$

Auch in dieser Stellung ist hinreichende Stabilität vorhanden.

c) Bei Stellung des Auslegers in der Diagonale des Wagens verteilt sich die Gewichtsresultante auf das unter dem Ausleger befindliche Rad und die beiden in der zweiten Diagonale stehenden Laufräder, während das hinter dem Ausleger (unter dem Kessel) befindliche Rad als unbelastet

angenommen werden kann. Unter dieser Annahme wird der Raddruck des am stärksten belasteten Rades

$$42\,500 \cdot \frac{1008}{2500} \approx 17\,000 \text{ kg.}$$

Der höchste vorkommende Raddruck tritt bei Fall b) auf. Die Laufräder haben 600 mm Durchmesser und eine Laufbreite von ca. 55 mm, können daher nach § 112 eine Last von ca.

$$Q = 60 \cdot 60 \cdot 5{,}5 \approx 20000 \text{ kg}$$

(bei Ausführung in Stahl) aufnehmen.

Die Zapfen der Laufradachsen haben ein größtes Biegungsmoment

$$M_b = 17\,750 \cdot 11{,}5 = 204\,000 \text{ cmkg}$$

auszuhalten.

$$W = 215{,}7$$
$$\sigma_b = 950 \text{ kg/qcm.}$$

Flächendruck in der Lauffläche

$$p = \frac{17\,750}{13 \cdot 17} = 80 \text{ kg/qcm.}$$

8. Fahrwerk. Am Wagengestell angreifend sind erforderlich zur Überwindung von

Zapfenreibung der Laufachsen $42\,500 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{13}{60} = 921$ kg

Rollender Reibung der Laufräder $\frac{42\,500}{600} = 71$ » (§ 6 b)

Winddruck bei Fahrt gegen den Wind . . . $= 600$ »

Beschleunigungswiderständen beim Anfahren

mit 0,1 m/sek. Beschleunigung $\frac{42\,500}{9{,}81} \cdot 0{,}1 = 433$ »

Der Anfahrwiderstand ist demnach 2025 kg. Mit Rücksicht auf die Adhäsion werden die Anfahrtsverhältnisse am ungünstigsten, wenn der Ausleger auf der der Triebachse gegenüberliegenden Seite steht. In diesem Fall wird das Adhäsionsgewicht der Triebachse nach 7. unter Berücksichtigung des Winddruckmomentes

$$42\,500 \cdot \frac{1052}{4120} - 12 \cdot 50 \cdot \frac{2800}{4120} \approx 10440 \text{ kg;}$$

mit einem $\mu = 0{,}25$ (Tab. Nr. 3) wird die Schienenreibung ca. 2600 kg, d. h. bei starkem Wind wird der Kran mit 0,1 m Beschleunigung in der ungünstigsten Auslegerstellung ohne Schwierigkeit anfahren können.

Die gewählte Übersetzung des Fahrwerkes ergibt bei 200 Umdrehungen der Dampfmaschine eine Fahrtgeschwindigkeit des Krans von

$$v = 200 \cdot \frac{24}{60} \cdot \frac{16}{32} \cdot \frac{15}{40} \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}6}{60} = 0{,}47 \text{ m/sek.}$$

Für die Umfangskräfte der Zahnräder ergeben sich nach Tab. Nr. 26 folgende Vergleichswerte:

Übertragungsstelle	Umfangskraft (kg)	
	Nach Tab. Nr. 26 zulässig	Im Moment d. Anfahr. bei 2600 kg Anzugskraft
Kegelräder der Triebachse	1450 (Stahl)	2790
Kegelräder unter dem Königsstock	1020 (Stahl)	1525
Kegelräder oben auf dem Königsstock	720 (Stahl)	488
Wendegetriebe	200 (G. E.)	312

Die Beanspruchung der Zähne an Hand der ausgeführten Zahnabmessungen ergibt sich aus folgender Tabelle (vgl. S. 310 oben):

Zahn	Material	Breite b der ev. Bruchfläche b cm	Höhe h der ev. Bruchfläche h cm	Widerstands-Mom. cm³	Umf.-Kraft kg	Zahnhöhe cm	Bieg.-Mom. cmkg	Beanspruch. kg/qcm
des kleinen Kegelrades der Triebachse . .	Stahl	11,5	1,5	4,3	2790	2,4	6696	1550
des kleinen Kegelrades unter d. Königsstock	Stahl	9	1,15	2	1525	2,1	3200	1600
des kleinen Kegelrades auf dem Königsstock	Stahl	8	0,9	1,08	488	1,9	930	860
des Kegelrades des Wendegetriebes . .	G. E.	6	1,2	1,44	312	1,5	468	325

9. **Kurbelwelle der Dampfmaschine** (vgl. Fig. 463): Das größte erforderliche Anzugsmoment ergibt sich, wenn Hubwinde, Schwenkwerk und Fahrgang unter den jeweils ungünstigsten Verhältnissen eingerückt werden und die Maschine dann angestellt wird. Das größte Moment des Hubritzels wird nach 1.:

$$1530 \cdot 9 = 13\,770 \text{ cmkg.}$$

Für das Schwenkwerk ergibt sich aus 5. unter Berücksichtigung der Übersetzung zwischen Königswelle und Kurbelwelle

$$86 \cdot \frac{18{,}8}{0^2{,}95} = 1800 \text{ cmkg.}$$

In ähnlicher Weise erfordert das Fahrwerk nach 8.:

$$312 \cdot \frac{18{,}8}{0^2{,}95} = 6500 \text{ cmkg.}$$

Das gesamte Anfahrmoment von 22070 cmkg ist für den Fall ungünstigster Beanspruchung von Kurbel I zu leisten. Bei dem gewählten Hub von 240 mm und Zylinderdurchmesser von 180 mm wäre hierzu ein Admissionsdruck von

$$\frac{\frac{22\,070}{18^2\,\pi}}{4} \cdot 12 \backsim 7 \text{ kg/qcm}$$

erforderlich.

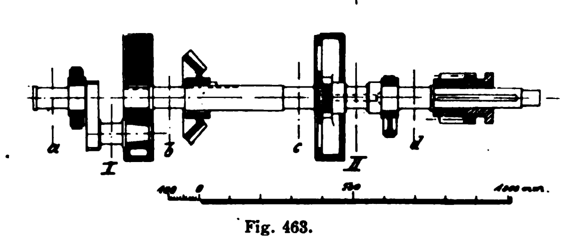


Fig. 463.

Beanspruchung und Lagerdrücke: Berechnung durchgeführt für Kurbel I.

Kurbelzapfen: Auf Biegung beansprucht durch ein Moment von ungefähr

$$M_b = 1800 \cdot \frac{38}{4} = 17\,100 \text{ cmkg}.$$

Außerdem auf Verdrehung beansprucht durch die Auflagerreaktion des Lagers und den Widerstand des Schiebers. Dies Moment kann annähernd gesetzt werden

$$M_d = 900 \cdot 12 = 10\,800 \text{ cmkg}$$

$$M_c = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

$$= 0{,}35 \cdot 17\,100 + 0{,}65 \sqrt{17\,100^2 + 10\,800^2}$$

$$= 19\,100 \text{ cmkg}$$

$$W = 33{,}7$$

$$\sigma_b = \frac{19\,100}{33{,}7} = 567 \text{ kg/qcm}.$$

Spezifischer Flächendruck

$$p = \frac{1800}{7 \cdot 7} = 37 \text{ kg/qcm}.$$

Spezifischer Flächendruck in den Lagern a und b:

$$p = \frac{1800}{2 \cdot 7 \cdot 10{,}5} = 12{,}25 \text{ kg/qcm}.$$

Welle im Lager b auf Torsion beansprucht:

$$M_d = 1800 \cdot 12 = 21\,600 \text{ cmkg}$$

$$\tau_d = \frac{21\,600}{\frac{\pi}{16} \cdot 7^3} = \frac{21\,600}{67{,}3} = 320 \text{ kg/qcm}.$$

Beispiel Nr. 5.

Feststehender Hofkran mit hydraulischer Hub- und elektrischer Schwenkbewegung.

Erbauer: Ludw. Stuckenholz, Wetter a. Ruhr.

Arbeitsplatz: Fabrikhof des Blechwalzwerkes Schulz Knaudt, A. G., Essen a. Ruhr.

(Taf. XV bis XVII.)

Konstruktionsgrundlagen. Der Kran soll als freistehender Drehkran von 7500 kg Tragfähigkeit ausgeführt werden. Der Hub ist hydraulisch zu bewirken, es steht Preßwasser von 60 kg/qcm Akkumulatordruck zur Verfügung. Schwenkbereich soll unbegrenzt sein, Antrieb des Schwenkwerkes hat durch einen Elektromotor zu erfolgen, für welchen Gleichstrom von 110 Volt Spannung Verwendung finden soll.

Allgemeine Anordnung. Der freistehende Kran baut sich auf einer aus Profileisen zusammengebauten Grundplatte auf, welche durch 8 St. $2^1/_4$"-Anker mit einem bis ca. 6 m unter Flur reichenden Fundament verankert ist und in ihrem Zentrum den feststehenden Königsstock trägt. Auf denselben stützt sich frei drehbar die nach Art der vollwandigen Blechträger ausgebildete Kransäule, an welcher mittels eines Wagens der einseitige Ausleger auf- und abgleitet. Zur Verminderung der durch den Ausleger und die Nutzlast erzeugten einseitigen Biegung ist ein Gegengewicht angeordnet, welches an der Hubbewegung des Auslegers nicht teilnimmt. Der Ausleger, auf dem die Katze ohne besondere Antriebsvorrichtung durch Zug am Lasthaken bewegt wird, hängt an einem Drahtseil, welches am oberen Ende der Säule über eine Tragrolle läuft, um dann im Säulenmittel durch die Bohrung des Königsstocks zu dem unter Flur angeordneten hydraulischen Hubzylinder geführt zu werden. Der verlangte unbegrenzte Schwenkbereich erfordert den Einbau eines Drallausgleichers (Taf. XVI, Fig. 6). Zur Einleitung der Schwenkbewegung trägt die Drehsäule an ihrem unteren Ende ein Kegelrad, das durch ein feststehendes Windwerk mittels Elektromotors angetrieben wird. Um Brüche der Räder des Schwenkwerks bei schnellem Abstellen zu verhüten, ist das Antriebsrad ausweichbar auf die Drehsäule aufgesetzt (Taf. XVI, Fig. 3).

Das Führerhaus steht abseits vom Kran in einer Ecke des Lagerplatzes, so daß das Arbeiten des Kranes vom Führer genau überwacht werden kann. Die größte Ausladung des Krans beträgt 9 m, der Ausleger steht in tiefster Stellung ca. 4 m über Flur und kann bis auf 7,5 m gehoben werden, der nutzbare Hub ist 3,5 m.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Ausleger mit Wagen, Kransäule, Königsstock, Grundplatte, Hubzylinder und Schieberkanäle, Stabilität, Schwenkwiderstände, Schwenkwerk.

1. **Ausleger.** Hängt die Last in größter Ausladung (9 m), so wird der Träger auf Zerknickung beansprucht, bei halber Ausladung findet Beanspruchung auf Biegung und Zerknickung statt. In beiden Laststellungen sind außerdem die Einflüsse von Seitenkräften bei schnellem Anschwenken und plötzlichem Abstellen des Schwenkmotors sowie Einwirkungen des Winddrucks zu untersuchen.

Größte Ausladung: Das Eigengewicht des Trägers beträgt ca. 2000 kg, Katzengewicht 200 kg. Hiernach Kraft am äußeren Ende des Auslegers

$$7500 + 1000 + 200 = 8700 \text{ kg}.$$

Dieselbe beansprucht den Träger auf Zerknickung mit

$$8700 \cdot \frac{810}{275} \approx 25\,700 \text{ kg};$$

kleinstes Trägheitsmoment des Trägers nach Tab. Nr. 41 2603 cm⁴. Damit ergibt sich eine Sicherheit gegen seitliches Ausknicken (§ 11, Fall III)

$$n = \frac{2\,\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 2603}{25\,700 \cdot 810^2} = 6{,}2.$$

Unter Annahme einer Beschleunigung bei Anschwenken von 0,25 m/sek, in 9 m Ausladung gemessen, berechnet sich das Anzugsmoment wie folgt:

Für Nutzlast und Katzengewicht $900 \cdot \frac{7700}{9{,}81} \cdot 0{,}25 = 176\,500$ cmkg.

Für den Träger wird das Moment nach § 5 c ungefähr ($G_m \approx 150$ kg/lfm)

$$M = \frac{G_m}{g}\,\nu \cdot \frac{\varrho^3}{3} = \frac{150}{9{,}81} \cdot \frac{0{,}25}{9} \cdot \frac{9^3}{3} \approx 100 \text{ mkg} = 10\,000 \text{ cmkg}.$$

Das Gesamtmoment in bezug auf die Schwenkachse wird 186 500 cmkg.

Kurz vor dem Anschluß des Trägers an den Auslegerwagen findet durch das entsprechend reduzierte Moment die höchste Beanspruchung auf Biegung in horizontaler Ebene statt. Das auf den gefährlichen Querschnitt bezogene Moment wird, unter der Annahme, daß die Zugbänder des Auslegers nichts zur Übertragung des Beschleunigungsmomentes beitragen:

$$M = 740 \cdot \frac{7700}{9{,}81} \cdot 0{,}25 + \frac{150}{9{,}81} \cdot \frac{0{,}25}{9}\left(\frac{9^3}{3} - \frac{1{,}6^3}{3}\right) \cdot 100 =$$
$$= 145\,000 + 10\,200 = 155\,200 \text{ cmkg}.$$

Mit $W = \frac{2603}{12{,}45} = 209 \text{ cm}^3$

wird $\sigma_b = \frac{155\,200}{209} = 742$ kg/qcm.

Das Winddruckmoment erreicht bei 50 kg/qm Winddruck einen Wert von ca. 125 000 cmkg; die durch dies Moment bedingte Zusatzbeanspruchung wird dem am meisten beanspruchten Querschnitt nicht gefährlich.

Bei halber Ausladung geht die Kraft, welche den Träger auf Zerknickung beansprucht, auf

$$\left(1000 + \frac{7700}{2}\right) \cdot \frac{810}{275} = 14\,300 \text{ kg}$$

zurück, dadurch erhöht sich die Sicherheit gegen seitliches Ausknicken auf 11. Dagegen entsteht ein Biegungsmoment durch bewegte Last und Eigenwicht

$$M_i = \frac{2000 \cdot 810}{8} + \frac{7700 \cdot 810}{4} = 1\,761\,750 \text{ cmkg.}$$

Der Trägerquerschnitt ergibt nach Tab. Nr. 41 ein Trägheitsmoment

$$\Theta = 76\,304 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{76\,304}{30} = 2543 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_i = \frac{1\,761\,750}{2543} = 693 \text{ kg/qcm.}$$

Das Anzugsmoment für die Schwenkbewegung fällt bei halber Ausladung im Vergleich zu voller Ausladung so gering aus, daß es keine Berücksichtigung erfordert.

Die Zugstangen haben eine größte Kraft bei größter Ausladung der Last

$$P = 8700 \cdot \frac{860}{275} = 27\,200 \text{ kg}$$

auszuhalten.

$$F = 4 \cdot (10 - 2{,}54) \cdot 1{,}6 = 47{,}7 \text{ qcm}$$

$$\sigma = \frac{27\,200}{47{,}7} = 570 \text{ kg/qcm.}$$

Der Kern des unteren Gewindes der Zugstangen ist mit

$$\sigma = \frac{27\,200}{2 \cdot 18{,}857} = 721 \text{ kg/qcm}$$

beansprucht.

Beanspruchung der oberen Anschlußbolzen auf Abscherung:

$$\tau = \frac{27\,200}{4 \cdot 70} = 97 \text{ kg/qcm,}$$

auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{P \cdot l}{4 \cdot W} = \frac{27\,200 \cdot 9}{2 \cdot 4 \cdot 84{,}17} = 363 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Auflagerdruck in der Lochwand

$$p = \frac{27\,200}{4 \cdot 0{,}5 \cdot 2{,}0} = 358 \text{ kg/qcm.}$$

Die Gestalt der S e i t e n w a n g e n d e s A u s l e g e r w a g e n s ergibt sich aus der Anordnung der Laufrollen und der Anschlüsse für den Hauptträger und die Zugbänder.

Die Laufräder erhalten einen größten normalen Schienendruck beim Anschwenken mit größter Last und Ausladung gegen 50 kg/qm Winddruck von

$$P = \frac{25\,700}{2} + \frac{186\,500 + 125\,000}{95} \cdot \frac{54}{95} = 14\,700 \text{ kg.}$$

Die Seitenkomponenten des schiefen Raddruckes, welchen das Schwenkmoment ergibt, werden durch besondere Klammern (Taf. XV, Fig. 6, 7) aufgehoben.

Nach § 112 ist der zulässige Raddruck der Laufräder bei 350 mm Durchmesser und 50 mm Schienenbreite (Stahlrad)

$$Q = 60 \cdot 35 \cdot 5 = 10500 \text{ kg}.$$

Der Druck von 14700 kg ist hier noch zulässig, weil die demselben zugrunde gelegten Annahmen selten auftreten.

Spezifischer Auflagedruck in den Zapfen der Laufrollen:

In der Lauffläche $p = \frac{14700}{9{,}5 \cdot 11{,}5} = 135$ kg/qcm.

In der Bohrung der Blechwand (eingesetzte Lagerbüchsen)

$$p = \frac{14700}{14 \cdot 2{,}2} = 480 \text{ kg/qcm}.$$

2. Kransäule. Es treten folgende Biegungsmomente auf:

Durch Lasten: Nutzlast + Katze . . . 6930000 cmkg
Eigengewicht des Trägers 900000 »
Gegengewicht . . . . 2600000 »

durch Winddruck (senkrecht zur Seitenfläche des Krans)

$$15 \cdot 50 \cdot 500 = 375000 \text{ cmkg}.$$

Das für höchste Auslegerstellung mit Bezug auf den oberen Stützpunkt der Säule gerechnete Moment des Winddrucks kann im Vergleich zu den Beträgen der Lastmomente vernachlässigt werden.

Hiernach wird das größte auftretende Biegungsmoment der Säule

$$6930000 + 900000 - 2600000 = 5230000 \text{ cmkg}.$$

Der Säulenquerschnitt ergibt nach Tab. Nr. 41 ein Trägheitsmoment

$$\Theta = 244136 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{244136}{36} = 6780 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{5230000}{6780} = 770 \text{ kg/qcm}.$$

Durch den doppelten Seilzug wird die Säule auf exzentrischen Druck und Zerknickung beansprucht.

Der größte Seilzug bestimmt sich aus der Summe der Eigengewichte von Wagen (2000), Ausleger (2000) und Katze (200) und der Nutzlast (7500), zusammen 11700 kg, und der Reibung der Laufrollen. Bei einem Raddruck pro Rolle von 12850 kg wird der Widerstand der Zapfenreibung

$4 \cdot 12850 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{95}{350} = 1395$ kg und der Widerstand der rollenden Reibung $= \frac{4 \cdot 12850}{350} = 147$ kg. Gesamter Reibungswiderstand 1542 kg.

Hiernach wird der Seilzug direkt oberhalb des Auslegerwagens

$$11700 + 1542 = 13242 \text{ kg}.$$

Das Lager der oberen Seilrolle erhält demnach einen Druck von ungefähr $2 \cdot 13242 = 26484$ kg.

Für die Beanspruchung auf exzentrischen Druck wird mit

$$W = 6780 \text{ cm}^3$$
$$F = 294 \text{ qcm}$$
$$P = 26484 \text{ kg}$$
$$M = 26484 \cdot 45 = 1\,191\,800 \text{ cmkg}$$
$$\sigma = \frac{26484}{294} = 90 \text{ kg/qcm}$$
$$\sigma_b = \frac{1\,191\,800}{6780} = 176 \text{ kg/qcm.}$$

Die durch den exzentrischen Druck erzeugte höchste Beanspruchung liegt auf der Druckseite und beträgt

$$90 + 176 = 266 \text{ kg/qcm.}$$

Diese Druckbeanspruchung addiert sich zu der durch Biegung hervorgerufenen Druckbeanspruchung, so daß die Druckseite der Säule beim Heben der größten Last in größter Ausladung mit $770 + 266 = 1036$ kg/qcm beansprucht ist. Diese Beanspruchung kommt nur verhältnismäßig selten vor.

3. **Königsstock.** Das größte Biegungsmoment ist das gleiche wie für die Säule: 5 230 000 cmkg. Dasselbe sucht den Zapfen an der Stelle, wo er aus der Grundplatte heraustritt, abzubrechen:

$$W = 5824 \text{ cm}^3$$
$$\sigma_b = \frac{5\,230\,000}{5824} = \text{ca. } 900 \text{ kg/qcm (Material Stahl).}$$

Die verschiedenen Lagerstellen ergeben folgende spezifische Auflagerdrücke. Oberes Spurlager: Dasselbe hat im ungünstigsten Fall das Gewicht der Säule mit Ausleger, Gegengewicht und Nutzlast, außerdem noch den Seilzug aufzunehmen; damit wird

$$\begin{aligned} P = \text{ca. } & 2\,000 \text{ (Ausleger)} \\ + & \;7\,700 \text{ (Nutzlast + Katze)} \\ + & \;2\,000 \text{ (Auslegerwagen)} \\ + & \;6\,500 \text{ (Gegengewicht)} \\ + & \;3\,500 \text{ (Kransäule)} \\ + & \;13\,240 \text{ (Seilzug)} \\ = & \;34\,940 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Die Spurfläche des Zapfens beträgt 355 qcm. Hiernach wird

$$p = \frac{34\,940}{355} \sim 100 \text{ kg/qcm.}$$

Die beiden Stützlager für den seitlichen Druck haben einen gegenseitigen Abstand von ca. 2900 mm. Aus dem Biegungsmoment der Säule ergibt sich damit der Lagerdruck

$$P = \frac{5\,230\,000}{290} = 18\,000 \text{ kg.}$$

Für das obere Lager wird $p = \frac{18000}{15 \cdot 15} = 80$ kg/qcm

und für das untere Lager $p = \frac{18000}{42 \cdot 6} = 71{,}5$ kg/qcm.

Die Stirnplatten zum Halten des Königsstocks in der Grundplatte liegen 644 mm auseinander. Dadurch ergibt sich ein Druck in den Lagerstellen von

$$\frac{5230000}{64{,}4} = 81200 \text{ kg.}$$

Die untere Lagerplatte wird am höchsten beansprucht mit

$$p = \frac{81200}{35 \cdot 2{,}6} \approx 900 \text{ kg/qcm.}$$

Für die ringförmige Ansatzfläche des Königsstocks (Übertragung der Vertikalkräfte auf die Grundplatte) wird mit $F = 190$ qcm

$$p = \frac{34940}{190} = 184 \text{ kg/qcm.}$$

4. **Grundplatte.** Die Stabilitätsuntersuchung ergibt mit Einsetzung eines Gewichts von 2750 kg für den Königsstock und 1800 kg (nach Schätzung) für die Grundplatte:

Für vollbelasteten Kran bei größter Ausladung

Moment der Last + Katze . . .	$7700 \cdot 9$	=	69300 mkg.
» des Hauptträgers . . .	$2000 \cdot 4{,}5$	=	9000 »
» » Auslegerwagens . .	$1000 \cdot 0$	=	0 »
» der Säule im Königsstock	$6250 \cdot 0$	=	0 »
» des Gegengewichts . . .	$6500 \cdot 4$	=	26000 »
» der Grundplatte . . .	$1800 \cdot 0$	=	0 »

Aus diesen, auf die Schwenkachse bezogenen Momenten folgt eine Gewichtsresultante

$$R = 25250 \text{ kg,}$$

dieselbe liegt ca. 2,07 m vor der Schwenkachse.

Für den leeren Kran wird bei eingezogener Katze $R = 17750$ kg in ca. 1 m Abstand hinter der Schwenkachse.

Bei einem Durchmesser der Grundplatte von ca. $2^1/_2$ m steht der Kran nicht frei, die Verankerung und das Fundament sind zur Sicherung der Stabilität heranzuziehen.

Für die Berechnung der Fundamentabmessungen, der Ankerstärken und der Grundplatte kann folgender Weg eingeschlagen werden:

Nach dem Entwurf der Grundplatte (Taf. XVI, Fig. 2) und der Anordnung der Anker kann an jeden Anker ein Fundamentblock von ca. 1 qm Grundfläche gehängt werden, das zulässige Gewicht für einen $2^1/_4$''-Anker ist nach Tab. Nr. 16 8800 kg, das entspricht bei 1600 kg für 1 cbm Ziegelmauerwerk einer Fundamenttiefe von mindestens $\frac{8800}{1600} = 5{,}5$ m.

Die Fundamentanker werden bei der Montage bereits fest angezogen, so daß mit zulässiger Beanspruchung bereits von vornherein ge-

rechnet werden kann, d. h. jeder Anker wird mit 8800 kg auf Zug beansprucht, während die Grundplatte in dem den Anker umgebenden Teil mit 8800 kg gegen das Fundament gepreßt wird. Einseitige Belastung des Krans ändert die Beanspruchung der Anker nicht, es tritt nur eine Verschiedenheit in der Pressung der einzelnen Arme der Grundplatte auf das Fundament ein, d. h. auf der Zugseite wird diese Pressung vermindert, auf der Druckseite erhöht. Für die Haltbarkeit des Fundamentes ist es erforderlich, daß die spezifische Flächenpressung auf der Druckseite bei ungünstigstem Belastungszustand nicht zu hohe Werte annimmt. Der durch das Kippmoment M des Krans erzeugte Zuschlag an spezifischer Pressung p errechnet sich nach der Formel

$$M = W \cdot p,$$

worin W das auf den Durchmesser bezogene Widerstandsmoment der Fläche bedeutet, mit welcher die Fundamentplatte auf dem Fundament steht.

Für die höchste Beanspruchung eines Armes der Grundplatte (auf Biegung) ist das an den Anker gehängte Fundamentgewicht von ca. 8800 kg maßgebend.

Die Anwendung der Entwicklung auf den vorliegenden Fall ergibt:

$$M = 25\,250 \cdot 2{,}07 = 52\,300 \text{ mkg}.$$

Die Auflagerfläche der Grundplatte ist ein Kreisring von 2,5 m äußerem und 0,9 m innerem Durchmesser. Mit Vernachlässigung des Ausschnittes des Fundamentes für die Kammer des Hubzylinders ist

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{250^4 - 90^4}{250} = 1\,536\,200 \text{ cm}^3.$$

Hiernach wird
$$p = \frac{5\,230\,000}{1\,536\,200} = 3{,}4 \text{ kg/qcm}.$$

Durch den Ankerzug bei unbelasteter Grundplatte wird, da auf jeden Anker $\frac{1}{8} \cdot \frac{\pi}{4}(250^2 - 90^2) = \text{ca. } 5300$ qcm gedrückte Fläche zu rechnen sind, bereits eine Flächenpressung von $\frac{8800}{5300} = 1{,}66$ kg/qcm erzeugt. Somit wird die größte auftretende Flächenpressung der Grundplatte

$$1{,}66 + 3{,}4 = 5{,}06 \text{ kg/qcm}.$$

Für einen Arm der Grundplatte ergibt sich, wenn der Träger als bis zum Durchmesser von 1100 mm (Taf. XVI, Fig. 2) eingespannt angesehen wird, ein Biegungsmoment

$$M = 8800 \cdot 85 = 748\,000 \text{ cmkg}.$$

W berechnet sich nach Tab. Nr. 41 unter Annahme einer Gurtungsbreite von 400 mm zu ca. 4300 cm³ und danach wird

$$\sigma_b = \frac{748\,000}{4300} = 175 \text{ kg/qcm}.$$

Für die Stabilität des Krans mit dem Fundament wird jetzt, unter der Annahme, daß das Fundament frei steht, mit einem Gewicht von ca. 1800 kg für die Grundplatte und $75 \cdot 1600 = 120000$ kg für das Fundamentmauerwerk die Gewichtsresultante $R = 145250$ kg; dieselbe liegt

$$\frac{52300}{145250} = 0,36 \text{ m}$$

vor der Schwenkachse des Krans.

Die Belastung des Untergrundes ergibt sich zu ca.

$$p = \frac{145250}{\frac{500^2 \pi}{4}} = 0,74 \text{ kg/qcm.}$$

5. Hubzylinder und Schieberkanäle. (Vgl. § 71, 72.) Der Akkumulatordruck ist $p_o = 60$ kg/qcm. Es ist zu setzen: $p'_o = 0,9\, p_o = 54$ kg/qcm. Nach Tab. Nr. 4 und den unter 2. berechneten Widerständen des Auslegerwagens kann mit einem mittleren Gesamtwirkungsgrad der Hubmaschine von 80% gerechnet werden.

Dementsprechend ist nach Tab. Nr. 14 zu wählen

$$\delta_{theor} = \text{ca. } 1,75$$
$$\beta = 0,44.$$

Damit wird

$$Q = \frac{G}{\delta^2 - 1} = \frac{7500}{2,06} = 3640 \text{ kg.}$$

Tatsächlich ist $Q = 4200$ kg, daraus wird

$$\delta_{theor} = 1,67.$$

Unter Berücksichtigung der Übersetzung des Kolbens gilt für den Plungerdurchmesser

$$2\left(Q + \frac{G}{2}\right) = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot 0,44 \cdot p'_o$$

$$2\left(4200 + \frac{7500}{2}\right) = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot 0,44 \cdot 54$$

$$\frac{D^2 \pi}{4} = \frac{15900}{0,44 \cdot 54} = 670 \text{ qcm}$$

$$D = 292 \text{ mm, ausgeführt } 295 \text{ mm.}$$

Mit $\eta = 0,8$ ergeben sich folgende indizierte Zylinderdrücke:

Aufwärts: Vollast $p_i = \frac{2\,(4200 + 7500)}{0,8 \cdot 684} = 42,8$ kg/qcm.

Leer $p_i = \frac{2 \cdot 4200}{0,8 \cdot 684} = 15,4$ kg/qcm.

Abwärts: Vollast $p_i = \frac{2\,(4200 + 7500) \cdot 0,8}{684} = 27,4$ kg/qcm.

Leer $p_i = \frac{2 \cdot 4200 \cdot 0,8}{684} = 9,86$ kg/qcm.

Durch diese Drücke berechnen sich die Durchflußgeschwindigkeiten des Wassers durch die Schieberkanäle.

Aufwärts: Volle Last $v = (0{,}3 \text{ bis } 0{,}9) \cdot \sqrt{2g \cdot 10\,(54 - 42{,}8)} = 14$ bis 42 m/sek.

Leer $v = (0{,}3 \text{ bis } 0{,}9) \cdot \sqrt{2g \cdot 10\,(54 - 15{,}4)} = 26{,}1$ bis 78,3 m/sek.

Abwärts: Volle Last $v = (0{,}3 \text{ bis } 0{,}9) \cdot \sqrt{2g \cdot 10 \cdot 27{,}4} = 22$ bis 66 m/sek.

Leer $v = (0{,}3 \text{ bis } 0{,}9) \cdot \sqrt{2g \cdot 10 \cdot 9{,}86} = 13{,}2$ bis 39,6 m/sek.

Wird mit einer, mittleren Verhältnissen entsprechenden Geschwindigkeit des Lasthakens von 0,12 m/sek bei voller Last aufwärts gerechnet, so müßte, entsprechend der Kolbengeschwindigkeit c von 0,06 m/sek der Durchflußquerschnitt des Schiebers

$$f = \frac{c}{v} \cdot F$$

zwischen $\frac{0{,}06}{14} \cdot 684 = 2{,}93$ qcm und $\frac{0{,}06}{42} \cdot 684 = 0{,}97$ qcm

liegen. Von 0,97 qcm ausgehend, wäre bei Montage allmählich auf den Wert zu gehen, für welchen die Hubgeschwindigkeit von 0,12 m/sek erreicht wird. Ist die Justierung des Schiebers erfolgt, so ergeben sich folgende Hakengeschwindigkeiten:

Aufwärts:	Volle Last	0,12 m/sek.
	Leer	0,224 m/sek.
Abwärts:	Volle Last	0,189 m/sek.
	Leer	0,113 m/sek.

Der ausgeführte Kran wird mit einem Kolbenschieber gesteuert, welcher für Aufwärtsgang 2,43 qcm, für Abwärtsgang 2,93 qcm größten Durchflußquerschnitt gewährt.

Belastungsversuche, welche Verfasser im Jahre 1902 an dem Kran anstellte[1]), haben folgende Lastgeschwindigkeiten ergeben: (Vgl. auch Diagramme Taf. XVII.)

Vers.-Nr.	Nutzlast	Geschwindigkeit des Hakens m/sek.			
		Aufwärts		Abwärts	
		Ausladung 4500	Ausladung 9000	Ausladung 4500	Ausladung 9000
1	0	0,176		0,12	
2	1570	0,150	0,138	0,164	0,109
3	3110	0,148	0,154	fraglich	0,16
4	4600	0,147	0,147	0,169	0,165
5	6135	0,122	0,106	0,194	0,194
6	7505	0,116	0,113	0,18	0,198
7	0	0,179		0,115	

Infolge der nur wenige (bis zu 20) Sekunden betragenden jeweiligen Versuchsdauer ergaben sich unvermeidliche Ablesefehler in der Zeit, durch die in der Tabelle vorhandenen Unregelmäßigkeiten zu erklären sind.

[1]) Für die freundliche Genehmigung zur Vornahme dieser Versuche und die [illegible] Unterstützung bei Ausführung derselben ist Verfasser den Herren [illegible]dt und Rinne zu besonderem Danke verpflichtet.

6. Schwenkwerk. Es sind folgende Schwenkmomente vom Triebwerk zu überwinden, unter der Annahme, daß die größte Last mit einer Beschleunigung von 0,25 m/sek in 9 m Ausladung angeschwenkt werden soll.

Es beträgt (vgl. 1.):

das Moment für Nutzlast + Katzengewicht . 176500 cmkg
das Moment für den Ausleger . . . . . 10000 »
das Moment für das Gegengewicht

$$\text{ca. } \frac{6500}{9{,}81} \cdot \frac{0{,}25 \cdot 4}{9} \cdot 400 = 29500 \text{ »}$$

Die Momente der Zapfenreibung berechnen sich nach 3. mit $\mu = 0{,}1$ wie folgt:

Reibungsmoment des Spurzapfens

$$= 34940 \cdot 0{,}1 \cdot 10{,}25 = 35800 \text{ cmkg}$$

Moment der Reibung am Umfang des oberen Zapfens . . $= 18000 \cdot 0{,}1 \cdot 7{,}5 = 13500$ »
Desgl. für d. unt. Zapfen $= 18000 \cdot 0{,}1 \cdot 21 = 37800$ »

Das zum Anschwenken unter ungünstigsten Verhältnissen erforderliche Moment ist hiernach 303100 cmkg.

Die nutzbare Umfangskraft der Kegelräder für den Antrieb der Säule berechnet sich hiernach zu

$$P = \frac{303100}{0{,}95 \cdot 64{,}8} = 4930 \text{ kg.}$$

Nach Tab. Nr. 26 können die Räder mit $1{,}8\,\pi$ cm Teilung bei Ausführung in Stahl nur ($b = 6 \cdot m$) 2175 kg übertragen. Demnach liegt die angenommene Schwenkbeschleunigung zu hoch. Das größte auszuübende Moment wäre

$$2175 \cdot 0{,}95 \cdot 64{,}8 = 134000 \text{ cmkg.}$$

Das Reibungsmoment beträgt 87100 cmkg. Es steht somit zur Massenbeschleunigung noch ein Moment von 46900 cmkg zur Verfügung. Es berechnet sich (s. § 5c):

Für die Nutzlast und Katze . . $J =$ 6360000 (bezogen auf dcm)
» den Ausleger (m. Armierung) $J =$ ca. 550000 (» » »)
» das Gegengewicht . . . . $J =$ 1060000 (» » »)

Somit wird das gesamte Trägheitsmoment, mit Vernachlässigung der Säule und des Wagens:

$$J = 7970000 \text{ (bezogen auf dcm).}$$

Hieraus ergibt sich dann die mit 2175 kg Zahndruck erreichbare Winkelbeschleunigung ungefähr zu

$$\nu = \frac{46900}{7970000} = 0{,}006.$$

Derselben entspricht eine Beschleunigung in 9 m Abstand von

$$0{,}006 \cdot 9 = 0{,}054 \text{ m.}$$

Bei leerem Haken würde diese Beschleunigung auf

$$\frac{46900}{7970000 - 6360000} \cdot 9 = 0{,}26 \text{ m}$$

steigen.

Das normale Umfangsmoment des Antriebsmotors, welcher bei 700 Umdrehungen 8,5 PS leistet, würde unter Berücksichtigung von 70 % Wirkungsgrad für die Schnecke ca.

$$71620 \cdot \frac{8{,}5}{700} \cdot 0{,}7 \cdot 53 \cdot \frac{1}{10{,}8} = 2980 \text{ kg}$$

Umfangskraft am konischen Trieb äußern. Nach § 81 kann der Motor als Hauptstrommotor beim Anlaufen das doppelte Umfangsmoment entwickeln. Ließe man in dem vorliegenden Fall mit Rücksicht auf die sehr geringe Umfangsgeschwindigkeit der Kegelräder (bei 700 Umdrehungen des Motors ca. nur 0,15 m/sek) die volle Beanspruchung derselben durch das Antriebsmoment des Motors zu, so wäre das verfügbare Schwenkmoment

$$2980 \cdot 0{,}95 \cdot 64{,}8 \cong 183000 \text{ cmkg}.$$

Nach Abzug des Reibungsmomentes von 87100 cmkg würde zur Beschleunigung noch ein Moment von 95900 cmkg verfügbar sein. Mit demselben würde in 9 m Ausladung der Kran bei voller Last mit

$$\frac{95900}{7970000} \cdot 9 = 0{,}108 \text{ m}$$

und bei leerem Haken mit

$$\frac{95900}{7970000 - 6360000} \cdot 9 = 0{,}535 \text{ m}$$

anschwenken. Zum Schutz des Getriebes bei zu schnellem Abstellen des Schwenkmotors gegen zu hohe Beanspruchung infolge der Sperrung durch die Schnecke ist das große Kegelrad nicht fest auf die Kransäule gesetzt, sondern zwischen zwei Schleifringe eingeklemmt, welche die Einstellung einer zulässigen höchsten Umfangskraft gestatten, bei deren Überschreiten das Rad schleift. Auf diese Weise kann der Ausleger bei zu schnellem Abstellen des Schwenkmotors, bzw. bei Gegenstrom, frei weiterschwenken, bis die Reibungswiderstände ihn stillsetzen.

Beispiel Nr. 6.

Schwimmkran von 150 t Tragfähigkeit.

Erbauer:

Stettiner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Vulcan, Stettin-Bredow.

(Taf. XVIII bis XXII.)

Konstruktionsgrundlagen. Der Kran ist nach dem Vorbilde zweier, am Vulcan bereits in Betrieb befindlicher Schwimmkrane geringerer Tragfähigkeit gebaut. Auf diese Weise waren alle mit den älteren Kranen gemachten Betriebserfahrungen bei dem Neuentwurf zu verwerten. Für

die oberen Auslegerrollen ist eine Höhe von ca. 52 m über Oberkante Ponton und eine Ausladung von ca. 18 m vor Vorderkante Ponton vorgesehen. An Huborganen sind auszuführen: 1 Kette mit Schlaufe für 150 t Maximallast, erforderliche Hubgeschwindigkeit ca. 1,25 m/min., bzw. ca. 2 m für kleinere Lasten; 1 Kette mit Schlaufe für 25 t, 2 m resp. 2,5 m Hubgeschwindigkeit; 2 Ketten mit Schlaufen für je 6 t mit 6 m Hubgeschwindigkeit pro Minute. Die angegebenen Geschwindigkeiten entsprechen der normalen Tourenzahl der Antriebsmaschinen; wo zwei Geschwindigkeiten verlangt sind, sind dieselben durch auswechselbare Vorgelege zu erreichen.

Die Ausladung des Krans ist unveränderlich, die erforderlichen seitlichen Bewegungen des Auslegerkopfes sollen durch entsprechende Änderung in der Lage des ganzen Krans erzielt werden, welcher an der jeweiligen Arbeitsstelle durch Anker festgelegt und in der beabsichtigten Richtung durch Einziehen bzw. Nachlassen der Ankertrossen bewegt wird.

Die Neigungsänderung von leerem bis zu voll belastetem Kran soll möglichst 5° nicht übersteigen.

Allgemeine Anordnung. Der Antrieb der 150 t- und 25 t-Winden erfolgt gemeinsam durch eine Transmission von einer mit Kondensation versehenen Verbunddampfmaschine aus. Die in der Verlängerung der Kurbelwelle liegende Hauptantriebswelle treibt mittels Friktionskupplungen die für zwei Geschwindigkeiten eingerichteten Vorgelegewellen der beiden Windwerke; die 150 t-Winde hat nur eine einfache Kupplung, während die 25 t-Winde vollständiges Wendegetriebe besitzt. Die für beide Winden erforderliche große Übersetzung ist durch Einschaltung von Schneckentrieben erreicht. Die Schilde für die Lagerung der Windentrommeln sind aus Blech und Profileisen zusammengesetzt. Die Trommelachsen sind fest in die Schilde eingespannt, die mit dem Hauptantriebsrad fest verschraubten Trommeln drehen sich lose auf den Achsen. An die Achse der großen Windentrommel sind Anker zur seitlichen Versteifung der Schilde angeschlossen.

Die beiden 6 t-Winden sind als Friktions(Spill-)winden ausgeführt, der Antrieb erfolgt mittels Schneckenvorgeleges durch je eine umsteuerbare Zwillingsmaschine.

Für die Handhabung der Anker steht auf dem Vorderponton an jedem Ende ein durch eine besondere Zwillingsmaschine angetriebener Spillkopf mit den zugehörigen Rollklampen und Pollern für die Führung und das Festlegen der Trossen.

Das zur Regelung der Schwimmlage benötigte Gegengewicht steht auf einem Schienenwagen, der auf einer in der Kranachse angeordneten Verbindungsbrücke zwischen Vorder- und Hinterponton verfahren werden kann.

Zur Bewegung dient eine endlose Gallsche Kette mit Windwerk, das durch eine Verbunddampfmaschine angetrieben wird.

Der Dampf wird in einem Schiffskessel mit zwei Flammrohren von 126 qm Heizfläche, 3 qm Rostfläche und 8 kg/qcm Betriebsüberdruck erzeugt.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Windwerk und Flaschen für die größte Last, erforderliche Leistung der Dampfmaschine, Hauptsystemteile des Auslegers (Streben, Seile und Bodenschwellen), Stabilitätsverhältnisse und Schwimmlagen.

1. **Windwerk für 150 t.** Der Rollenzug (Scherzeug) hat fünf lose und fünf feste Rollen, das äußere Ende der Kette ist an der Oberflasche befestigt. Nach Tab. Nr. 4 ist der mittlere zu erwartende Wirkungsgrad 67,5 %. Bei einem Eigengewicht der hängenden Ketten und der Unterflasche (Unterblock) von ca. 38 t ergibt sich $Q = 150 + 38 = 188$ t.

Nach Tab. Nr. 4 folgt

$$P = \frac{Q}{2 \cdot n \cdot \eta} = \frac{188\,000}{2 \cdot 5 \cdot 0{,}675} \approx 27\,900 \text{ kg.}$$

Die Kette (48 mm Durchmesser) wird hiernach mit

$$\sigma_z = \frac{27\,900}{2 \cdot 18{,}1} = 770 \text{ kg/qcm}$$

beansprucht.

Für die Hauptteile der Oberflasche ergeben sich folgende Beanspruchungen:

Obere Hängeschienen: $P = Q +$ Gewicht der Oberflasche + Zug der zur Trommel laufenden Kette = 188 000 + 7000 + 27 900 = 222 900 kg.

Die Schiene neben dem ablaufenden Zugende hat zu tragen

$$\frac{195\,000}{2} + 27\,900 = 125\,400 \text{ kg.}$$

In den gefährlichen Querschnitten wird

$$\sigma_z = \frac{125\,400}{(75 - 52) \cdot 20} = \frac{125\,400}{460} = 273 \text{ kg/qcm (oberes Auge)}$$

$$= \frac{125\,400}{30 \cdot 10} = 418 \text{ kg/qcm (mittlerer Querschnitt)}$$

$$= \frac{125\,400}{(57{,}5 - 34{,}5)\,18} = \frac{125\,400}{414} = 303 \text{ kg/qcm (unteres Auge).}$$

Größter spezifischer Flächendruck (im unteren Auge)

$$p = \frac{125\,400}{34{,}5 \cdot 18} = \frac{125\,400}{621} = 202 \text{ kg/qcm.}$$

Mittlerer Hängebolzen:

Auf Biegung mit annähernd gleichförmig verteilter Last

$$M_b = \frac{Q \cdot l}{8} = \frac{222\,900 \cdot 119{,}1}{8} \approx 3\,320\,000 \text{ cmkg}$$

$$W = 4022 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{3\,320\,000}{4022} \approx 825 \text{ kg/qcm.}$$

Auf Abscherung an der Seite der ablaufenden ziehenden Kette:

$$P = 125\,400 \text{ kg}$$
$$F = 901{,}64 \text{ qcm}$$
$$\tau = \frac{125\,400}{901{,}64} = 139 \text{ kg/qcm.}$$

Rollenbolzen: Beanspruchung auf Abscherung, größte Scherkraft für die Rolle der ablaufenden ziehenden Kette, annähernd

$$P = 2 \cdot 27\,900 = 55\,800 \text{ kg}$$
$$F = 2 \cdot 242 = 484 \text{ qcm}$$
$$\tau = \frac{55\,800}{484} \approx 115 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Flächendruck in den Laufflächen der Rollen

$$p = \frac{55\,800}{18 \cdot 15} = 206 \text{ kg/qcm (vgl. Anm. zu Tab. Nr. 24).}$$

In der Unterflasche treten ähnliche Beanspruchungen auf. Für den Schaft der Schlaufe mit 270 mm Kerndurchmesser und 75 mm Bohrung wird

$$\sigma_z = \frac{150\,000}{528} = 284 \text{ kg/qcm.}$$

Das Gewinde selbst wird mit ca.

$$\tau = \frac{150\,000}{12 \cdot 27 \cdot \pi \cdot 1{,}5} \approx 100 \text{ kg/qcm}$$

auf Abscherung beansprucht. Das Kugellager der Schlaufe wird aus 25 Kugeln von 50 mm Durchmesser gebildet, jede Kugel hat demnach 6000 kg zu tragen. Nach § 90 und Tab. 25 ist die zulässige Belastung pro Kugel

$$p = 300 \cdot 5^2 = 7500 \text{ kg.}$$

Windentrommel: Profilierung s. Fig. 5, Taf. XXII. Die schraubenförmigen Nuten sind unbearbeitet. Wegen der großen Abmessungen ist die Trommel aus drei Teilen zusammengesetzt. Die über den eigentlichen Trommelmantel vorspringende Profilierung ist kurz vor den Verbindungsstellen jeweils senkrecht zur Steigungslinie abgeschnitten, um glatte Verbindungsstellen zu schaffen. Nach dem erfolgten Zusammenschrauben der drei Mantelstücke ist der fehlende Teil der M-förmigen Profilleiste durch aufgeschraubte Stahlschienen 109 × 61 ergänzt.

Die Flanschenschrauben sind auf Abscherung und Biegung beansprucht. Ist die Kette halb abgewickelt, so entsteht Biegung durch Eigengewicht und Kettenzug; da die Kette nach oben zieht, so heben sich beide Momente zum Teil auf. Daraus folgt die ungünstigste Beanspruchung bei vollständig aufgewickelter Kette. Es ist das Eigengewicht der Trommel (65 qm Mantelfläche von ca. 80 mm mittlerer Stärke) ≈ 45000 kg. Eigengewicht der Kette (ca. 380 m à 52 kg) = ca. 20000 kg.

Biegungsmoment für die Schrauben (Fig. 69)

$$M_b = \frac{65\,000}{600} \cdot \frac{200}{2} (600 - 200) \approx 4\,330\,000 \text{ cmkg.}$$

Für das Trägheitsmoment sämtlicher Schrauben des Verbindungsquerschnitts in bezug auf die Biegungsachse ist $\Sigma f \cdot d^2$ zu setzen. $f = \frac{5^2 \pi}{4} =$ ca. 20 qcm, die Abstände d von der Biegungsachse ergeben sich aus der Zeichnung Taf. XXII, Fig. 5, so daß

$$\Theta = 20\,[2 \cdot 160^2 + 4 \cdot 148^2 + 4 \cdot 113^2 + 4 \cdot 61^2 + 2 \cdot 0^2]$$
$$= 20 \cdot 204\,776 = 4\,095\,520 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{4\,095\,520}{160} \sim 25\,600 \text{ cm}^3.$$

Damit wird

$$\sigma_b = \frac{4\,330\,000}{25\,600} = 170 \text{ kg/qcm.}$$

Die auf den Schraubenkreis reduzierte Umfangskraft ist

$$27\,900 \cdot \frac{1801}{1600} = 31\,400 \text{ kg.}$$

Diese beansprucht die Schrauben auf Abscherung:

$$\tau = \frac{31\,400}{16 \cdot 20} \sim 100 \text{ kg/qcm.}$$

Wird die volle Last von tiefster in höchste Stellung gewunden, so legen sich sämtliche Windungen der Kette mit einem Zug von 27 900 kg auf die Trommel auf. Es würde in diesem Fall die Trommel wie durch äußeren Druck belastet sein, und zwar würde, da die Kettenbreite 167 mm Trommellänge deckt, sich dieser ideelle äußere Druck zu ca.

$$\frac{2 \cdot 27\,900}{16{,}7 \cdot 355{,}4} = 9{,}4 \text{ kg/qcm}$$

berechnen. Würde man, ausgehend von einem inneren Halbmesser der Trommel von 1671 mm (Taf. XXII, Fig. 5) mit einer zulässigen Spannung $k = 300$ kg/qcm die Wandstärke hiernach berechnen, so würde[1])

$$r_a = r_i \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - 1{,}7\,\frac{p_a}{k}}} = 167{,}1 \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - 0{,}0533}} = \frac{167{,}1}{0{,}973} = 172{,}0 \text{ cm} = 1720 \text{ mm}$$

und die Wandstärke

$$1720 - 1671 = 49 \text{ mm.}$$

Mit 80 mm mittlerer Wandstärke ist die Trommel gegen diese Beanspruchung hinreichend sicher.

Trommelrad und -trieb: Erforderliche treibende Umfangskraft

$$27\,900 \cdot \frac{3602}{4500} = 22\,330 \text{ kg.}$$

Mit $5\,\pi$ cm Teilung und $b = 7{,}4 \cdot m$ können die Räder (Stahlguß) nach Tab. Nr. 26 bis zu

$$7450 \cdot \frac{7{,}4}{8} \cdot 3 \sim 21\,000 \text{ kg}$$

---

[1]) Siehe Bach, Maschinenelemente, 8. Aufl., S 36.

als gewöhnliche Stirnräder übertragen. Die Beanspruchung mit 22330 kg erscheint bei der Ausführung mit Winkelzähnen nicht zu hoch.

Trommelachse: Beanspruchung am stärksten auf der Antriebsseite (Kettenzug vernachlässigt).

Die Belastung des Zapfens bei höchster Stellung der Last (ganz aufgewickelter Kette) setzt sich zusammen aus dem

halben Trommelgewicht	ca.	22500 kg
Gewicht des Zahnrades	»	12500 »
Kettengewicht für halbe Trommel	»	10000 »
Eigengewicht der halben Achse .	»	3000 »
Zahndruck	»	22330 »
	Insgesamt	70330 kg.

Biegungsbeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{70330 \cdot 60}{4580} = 920 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Flächendruck in der Lauffläche

$$p = \frac{70330}{70 \cdot 36} = 280 \text{ kg/qcm (vgl. Anm. zu Tab. Nr. 24).}$$

Schneckenradwelle und Lager:

Umfangskraft des Zahntriebes 22330 kg.

Umfangskraft des Schneckenrades $22330 \cdot \frac{115}{156{,}4} = 16400$ kg.

Auflagerdruck am Trieb $= \frac{22330 \cdot 130 + 16400 \cdot 50}{172} = 21650$ kg.

Biegungsbeanspruchung des Zapfens

$$\sigma_b = \frac{21650 \cdot 14}{785} = 386 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Flächendruck $p = \frac{21650}{28 \cdot 20} = 39$ kg/qcm.

Deckelschrauben des Lagers auf Zug beansprucht (4 St. à 2")

$$\sigma_z = \frac{21650}{4 \cdot 14{,}9} = 363 \text{ kg/qcm.}$$

Der Lagerdeckel hat Biegung auszuhalten. Entfernung der Deckelschrauben von der Auflagerfläche auf der Lagerschale 50 mm.

$$M_b = \frac{21650}{2} \cdot 5 = 54125 \text{ cmkg.}$$

Breite des Deckels 240, Höhe 75 mm.

$$W = \frac{1}{6} \cdot 24 \cdot 7^2{,}5 = 225 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{54125}{225} = 240 \text{ kg/qcm.}$$

Der Deckel ist in Schmiedeeisen hergestellt.

Das Lager ist mit 8 St. $1^1/_2$"-Schrauben am Trommelschild befestigt und seitlich durch Stahlkeile gehalten.

Auflagerdruck am Schneckenrad $= \frac{22330 \cdot 42 + 16400 \cdot 122}{172} = 17100$ **kg.**

Biegungsbeanspruchung des Zapfens

$$\sigma_b = \frac{17100 \cdot 14}{785} = 305 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Flächendruck

$$p = \frac{17100}{28 \cdot 20} = 30{,}5 \text{ kg/qcm.}$$

Ist der Koeffizient der Schneckenreibung 0,15, so erhält die Achse einen Schub von

$$16400 \cdot 0{,}15 = 2460 \text{ kg.}$$

Stirnlaufflächen des Zapfens = 217 qcm.

Spezifischer Auflagerdruck $p = \frac{2460}{217} = 11{,}4$ kg/qcm.

Zwischen beiden Rädern findet Torsion und Biegung statt:

Größtes Biegungsmoment $M_b = 21650 \cdot 42 = 909300$ cmkg

$$M_d = 22330 \cdot 57{,}5 = 1284000 \text{ cmkg}$$

$$M_c = 0{,}35 \cdot 909300 + 0{,}65 \sqrt{909300^2 + 1284000^2} = 1341000 \text{ cmkg}$$

$$\sigma_b = \frac{1341000}{2155} = 622 \text{ kg/qcm.}$$

S c h n e c k e n t r i e b m i t A c h s e, K a m m l a g e r u n d A n t r i e b: Übersetzung des Schneckentriebes mit eingängiger Schnecke 1 : 34.

Rad und Schnecke sind mit Spezialwerkzeugen sauber bearbeitet.

Umfangskraft des Schneckenrades 16400 kg. Mit $m = 4{,}6$ (cm) und $b = 7 \cdot m$ können die Zähne nach Tab. Nr. 26

$$6325 \cdot \frac{7}{8} \cdot 3 = 16600 \text{ kg}$$

übertragen.

Nach § 106 wird für eingängige Schnecken der mittlere Steigungswinkel α zweckmäßig zu ca. 6° angenommen, das ergibt einen Teilkreisdurchmesser der Schnecke von ca. $3^1/_4$ t, d. h. $3{,}25 \cdot 4{,}6\pi = 47$ cm = 470 mm, in der Ausführung sind 460 mm gewählt. Nach Tab. Nr. 4 ist

$$M_r = M_s \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{tg(\alpha + \varrho')} \cdot \eta_z \cdot \eta_z'.$$

Mit

$$M_r = 1284000 \text{ cmkg}$$

$$R = 78{,}2 \text{ cm}, \quad r = 23 \text{ cm}$$

$$\alpha = \text{ca. } 6°, \quad tg\,\varrho' = \mu = 0{,}1, \quad \varrho' = 6°, \quad tg(\alpha + \varrho') = 0{,}21,$$

$$\eta_z = 0{,}95, \quad \eta_z' = 0{,}9$$

wird das auf die Schneckenwelle auszuübende Antriebsmoment

$$M_s = \frac{1284000 \cdot 23 \cdot 0{,}21}{78{,}2 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}95} = 92800 \text{ cmkg.}$$

Der Wirkungsgrad des Schneckentriebes wäre hiernach

$$\frac{M_r}{M_s \cdot z} \cdot 100 = \frac{1284000}{92800 \cdot 34} \cdot 100 = \text{ca. } 41\,\%.$$

Aus Festigkeitsrücksichten ist hier mit großem Reibungskoeffizienten gerechnet. Tatsächlich wird mit Rücksicht auf Bearbeitung von Rad und Schnecke und das Ölbad $tg\,\varrho' = \mu = 0{,}05$ eingesetzt werden können, dann wird $tg\,(\alpha + \varrho') = 0{,}15$, $M_s = 92\,800 \cdot \frac{0{,}15}{0{,}21} = 66\,300$ und der Wirkungsgrad des Schneckentriebs

$$\eta = \frac{1\,284\,000}{66\,300 \cdot 34} \cdot 100 = 57\,\%.$$

Der axiale Schub der Schnecke ist annähernd gleich der Umfangskraft des Schneckenrades, d. h. ca. 16400 kg. Das Drucklager hat acht tragende mit Weißmetall gefütterte Hufeisenringe von je 245 qcm wirksamer Tragfläche; hiernach ist

$$p = \frac{16\,400}{8 \cdot 245} = 8{,}4 \text{ kg/qcm}.$$

Die Kämme des Zapfens laufen in Öl. Jeder Druckbügel ist auf Biegung beansprucht.

$$M_b = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{2050 \cdot 39}{4} = 20\,000 \text{ cmkg}.$$

Im gefährlichen Querschnitt ist

$$b = 90,\quad h = 60 \text{ mm},\quad W = \frac{1}{6}\, b \cdot h^2 = 54 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{20\,000}{54} = 370 \text{ kg/qcm}.$$

Die Bügel sind aus Stahlguß.

Die größte Zugbeanspruchung der Spindeln bei richtiger Einstellung beträgt

$$\sigma_z = \frac{8200}{18{,}85} = 435 \text{ kg/qcm}.$$

Die Kupplung der Schneckenwelle hat 5 St. $1^3/_8$"-Schrauben im Radius von 175 mm

$$\tau = \frac{92\,800}{17{,}5 \cdot 5 \cdot 6{,}85} = 155 \text{ kg/qcm}.$$

Der Flansch der einen Kupplungshälfte ist als Bremsscheibe ausgebildet; um dieselbe legt sich eine mehrteilige Backenbremse mit Spindelanzug, um das Triebwerk während des Umschaltens des Vorgeleges, oder bei ausgerückter Reibungskupplung zu sperren. Die Verdrehungsbeanspruchung der Schneckenwelle errechnet sich zu

$$\tau_d = \frac{92800}{\frac{\pi}{16} \cdot 16^3} = 115 \text{ kg/qcm}.$$

Antriebsräder der Schneckenwelle für große Übersetzung (1 : 1): Aufzuwendende Umfangskraft

$$\frac{92\,800}{52{,}9 \cdot 0{,}95} = 1850 \text{ kg}.$$

Teilungsmodul m = ca. 2,64 (cm), genaue Einhaltung einer **ganzen** Zahl wegen der Auswechselbarkeit beider Räderpaare **nicht möglich;** b = ca. $7 \cdot m$. Nach Tab. Nr. 26 können die Zähne

$$2025 \cdot \frac{7}{8} \cdot 3 = 5320 \text{ kg}$$

übertragen. Der Auflagedruck in der Keilnute der verschiebbaren Radnabe berechnet sich zu

$$p = \frac{92\,800}{17 \cdot 39 \cdot 1 \cdot 2} = 70 \text{ kg/qcm}.$$

Die Kegelräder sind mit einer Teilung von $2{,}5\,\pi$ cm ausgeführt, können mit $b = 7 \cdot m$ nach Tab. Nr. 26

$$1885 \cdot \frac{7}{8} \cdot 3 = 4950 \text{ kg}$$

übertragen. Die aufzuwendende Umfangskraft beträgt nur

$$\frac{92\,800}{60 \cdot 0^2{,}95} = 1720 \text{ kg}.$$

Das treibende der beiden Kegelräder läuft lose auf der Achse und **wird** durch eine Reibungskupplung (Hill) mitgenommen. Die Kupplung besitzt sechs Arme mit je zwei Mitnehmerbacken von zusammen 3600 qcm Reibungsfläche. Die Umfangskraft von ca. 1720 kg erfordert bei einem niedrig angenommenen Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}15$ eine normale (d. h. radiale) Druckkraft von

$$\frac{1720}{0{,}15} = 11450 \text{ kg};$$

der spezifische Flächendruck wird hierbei

$$\frac{11\,450}{3600} = 3{,}18 \text{ kg/qcm}.$$

Für die größte Last ist eine Hubgeschwindigkeit von 1,25 **m/min** verlangt. Daraus folgt eine Umdrehungszahl der Trommel von

$$\frac{1{,}25 \cdot 10}{3{,}602 \cdot \pi} = 1{,}105 \text{ pro Minute}$$

und der Kurbelwelle der Dampfmaschine von

$$1{,}105 \cdot \frac{90}{23} \cdot \frac{34}{1} = 147 \text{ pro Minute}.$$

Das verlangte Antriebsmoment der Welle ist

$$\frac{92\,800}{0^2{,}95} = 103\,000 \text{ cmkg}.$$

Daraus folgt die erforderliche effektive Leistung der Dampf**maschine**

$$N_e = \frac{103\,000 \cdot 147}{71\,620} = 212 \text{ PS}_e.$$

Die indizierte Leistung der Maschine wäre ca.

$$N_i = \frac{212}{0{,}8} = 265 \text{ PS}_i.$$

Die gewählte Antriebsmaschine ist eine Verbundmaschine **mit 380 mm** Hochdruck-, 680 mm Niederdruck-Zylinderdurchmesser, **500 mm Hub,**

und leistet bei 150 Umdrehungen mit ca. 2,5 kg/qcm mittlerem Druck, bezogen auf den Niederdruck-Kolben, ca. 300 PS_i.

2. Druckstreben, Stagen und Bodenschwellen. Dieselben bilden zusammen mit den Querverbindungen durch die Auslegertraverse am oberen Ende und die Pontonkonstruktionen in den Fußpunkten ein räumliches System, welches sich in zwei ebene Systeme, bestimmt durch die Ebene von Stage und Strebe, zerlegen läßt. Die zur gegenseitigen Sicherung beider Systeme erforderlichen Verbindungen können gesondert untersucht werden. Die geringe seitliche Neigung der ebenen Systeme (Neigungswinkel ca. 7°, cos 7° = 0,99) gestattet, im Interesse einfacher Rechnung dieselben durch ihre Aufrißprojektion (Taf. XVIII, Fig. 1) zu ersetzen.

Die aus den Hauptbelastungen folgenden Kräfte der einzelnen Systemglieder der beiden ebenen Systeme folgen aus Fig. 464 (die Belastungszahlen geben nur die für ein System in Frage kommenden Beträge, also die Hälfte der Gesamtlasten, an):

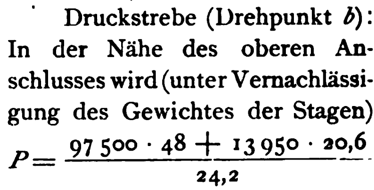


Fig. 464.

Druckstrebe (Drehpunkt b): In der Nähe des oberen Anschlusses wird (unter Vernachlässigung des Gewichtes der Stagen)

$$P = \frac{97\,500 \cdot 48 + 13\,950 \cdot 20{,}6}{24{,}2} = 205\,000 \text{ kg.}$$

In der Nähe des unteren Anschlusses durch das hinzutretende Eigengewicht der Streben von 66000 kg:

$$P = \frac{97\,500 \cdot 48 + 13\,950 \cdot 20{,}6 + 66\,000 \cdot 11{,}5}{24{,}2} = 236\,700 \text{ kg.}$$

Die Druckkraft nimmt von dem unteren Wert mit zunehmender Höhe allmählich auf den oberen Wert ab.

Stagen (Drehpunkt a):

$$P = \frac{108\,100 \cdot 26}{19{,}2} = 146\,600 \text{ kg.}$$

Bodenschwelle (Drehpunkt c):

$$P = \frac{108\,100 \cdot 48}{52} = 100\,000 \text{ kg.}$$

Die Festigkeitsrechnung für die drei Hauptglieder des Systems ergibt:

Stagen: $P = 146600$ kg; Seilquerschnitt (s. Taf. XIX, Fig. 7) 45,46 qcm pro Seil. Das System hat 2 Seile, für welche dann

$$\sigma_z = \frac{146\,600}{2 \cdot 45{,}46} = 1612 \text{ kg/qcm.}$$

Nach den Lieferungsgarantien (Felten & Guillaume) ist die Bruchfestigkeit des verwandten Seiles 580000 kg, es ist demnach eine Sicherheit

$$\frac{2 \cdot 580\,000}{146\,600} = 7{,}9$$

vorhanden. Die Endbeschläge der Seile s. Taf. XX, Fig. 4. Das Befestigen der Seilenden in den Hängen ist vom Lieferanten selbst ausgeführt. Das gleichmäßige Anziehen der Seile erfolgt durch Einstellen der unteren Schlösser.

Durch das Eigengewicht der Seile ergibt sich eine zusätzliche Belastung, die am oberen Ende am größten wird und dort gleich ist dem Höhenunterschied beider Anschlußpunkte, multipliziert mit dem Seilgewicht pro lfd. m. Das letztere beträgt 38,6 kg, so daß die Zusatzbeanspruchung der Seile durch Eigengewicht $38{,}6 \cdot 52 =$ ca. 2000 kg pro Seil beträgt. Werden die Streben von rückwärts vom Wind getroffen, so findet eine weitere Steigerung der Seilbelastung statt. Das Winddruckmoment in bezug auf Punkt a wird mit 50 kg Winddruck pro qm Strebenfläche für eine Strebe ca.

$$52 \cdot 1{,}35 \cdot 50 \cdot 26 = 91\,500 \text{ mkg}.$$

Hierdurch kommt auf jedes Seil eine zusätzliche Zugkraft von

$$\frac{91\,500}{2 \cdot 19{,}2} = 2375 \text{ kg}.$$

Durch Winddruck und Eigengewicht steigt die Belastung pro Seil von 73300 kg auf 77675 kg, d. h. um ca. 6%.

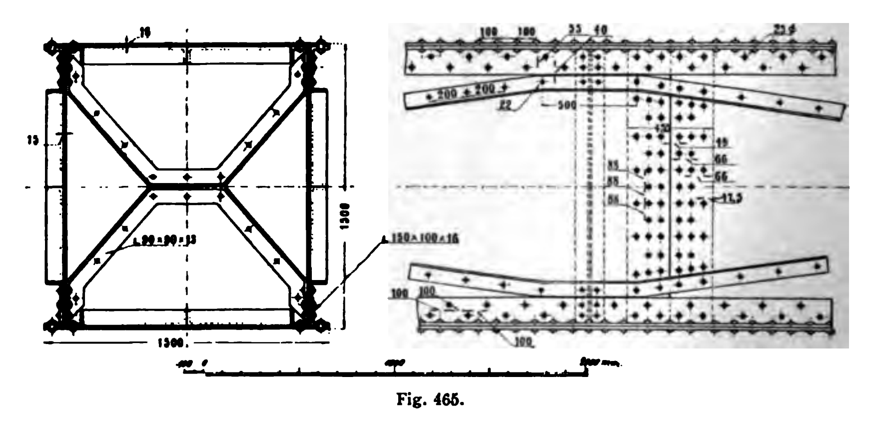


Fig. 465.

Streben: In der Nähe des unteren Anschlusses herrscht Beanspruchung auf Druck vor. Größte Stabkraft unter Berücksichtigung des Eigengewichtes $P = 236\,700$ kg.

Wirksamer Querschnitt (unter Vernachlässigung der inneren und äußeren Verstärkungen) = ca. 725 qcm.

$$\sigma = \frac{236\,700}{725} = 327 \text{ kg/qcm}.$$

Die Kraft von 236700 kg ist auch der Berechnung des unteren Zapfenlagers zugrunde gelegt (Taf. XIX, Fig. 3). Der Zapfen selbst ist entlastet dadurch, daß der bearbeitete Umfang des Auges sich in die als Gelenkpfanne ausgeführte Mulde des Stützlagers genau einlegt. Das Trägheitsmoment des Strebenquerschnitts auf halber Höhe (Fig. 465) berechnet sich nach Tab. Nr. 41 unter Berücksichtigung der Nietlöcher und Vernachlässigung der inneren und äußeren Versteifungen wie folgt:

Nr.	h_{cm}	b_{cm}	$\frac{1}{12} b h^3$ nach Tabelle	
			+	—
1	+ 150,0 — 143,6	5,9	1 406 250 253 125	1 233 821 222 088
2	+ 150,0 — 116,8	1,6	281 250 168 750	132 784 79 671
3	+ 150	1,5	281 250 140 625	
4	+ 150 — 146,8	63,5	16 875 000 843 750 140 625	15 817 880 790 894 131 816
			20 390 625	18 408 954

$$\begin{array}{r} +\,20\,390\,625 \\ -\,18\,408\,954 \\ \hline 1\,981\,671 \end{array}$$

$$\Theta = 3\,963\,342 \text{ cm}^4.$$

Auf Zerknickung würde unter der ungünstigen Annahme, daß die Hälfte des Eigengewichts, in Punkt c (Fig. 464) konzentriert, mit auf Zerknickung wirkt, sich eine Knickkraft ergeben:

$$P = \frac{(97\,500 + 33\,000)\,48 + 13\,950 \cdot 20{,}6}{24{,}2} = 270\,900 \text{ kg}.$$

Das vorhandene Trägheitsmoment gewährt eine Sicherheit gegen Ausknicken (§ 11, Fall II)

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 3\,963\,342}{270\,900 \cdot 5530^2} = 9{,}6.$$

Auf reinen Druck berechnet gibt der mittlere Querschnitt (s. S. 335) entsprechend einem

$$P = \frac{236\,700 + 205\,200}{2} = 220\,950 \text{ kg}$$

eine Beanspruchung

$$\sigma = \frac{220\,950}{1064} \approx 205 \text{ kg/qcm.}$$

Das Eigengewicht erzeugt eine Biegungsbeanspruchung. Bei 66000 kg Eigengewicht und einer Neigung der Strebe von ca. 66° gegen die Horizontale wird das pro lfd. m Strebenlänge zur Berechnung des Biegungsmomentes in Frage kommende Gewicht ungefähr

$$\frac{66\,000 \cdot \cos 66^\circ}{55{,}3} = \frac{66\,000 \cdot 0{,}407}{55{,}3} = 485 \text{ kg.}$$

Dann wird für die Mitte

$$M_b = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{485 \cdot 55^2{,}3}{8} \approx 185\,000 \text{ mkg} = 18\,500\,000 \text{ cmkg.}$$

Aus dem vorstehend berechneten Θ des Querschnitts wird

$$W = \frac{3\,963\,342}{75} \text{ cm}^3 = 52\,840 \text{ cm}^3$$

und

$$\sigma_b = \frac{18\,500\,000}{52\,840} = 350 \text{ kg/qcm.}$$

Bodenschwelle: $P = 100000$ kg, Beanspruchung auf Druck, da die Träger gegen seitliches Ausknicken hinreichend gesichert sind. Der kleinste Querschnitt kurz vor dem hinteren Ponton ist (unter Vernachlässigung der Verbreiterung des Untergurts) ca. 1250 qcm.

Daraus ergibt sich eine Druckbeanspruchung

$$\sigma = \frac{100\,000}{1250} = 80 \text{ kg/qcm.}$$

Über die durch auftretende Momente verursachte Biegungsbeanspruchung siehe unter 3.

3. **Stabilitätsverhältnisse.** Für die Untersuchung derselben ist die Schwerpunktslage des Krans für seine vier Hauptbelastungszustände zu bestimmen, d. h. für leeren Haken bei eingefahrenem und bei ausgefahrenem Gegengewichtswagen, und für volle Belastung desgleichen. Genaue Berechnung mit Hilfe der in folgender Tabelle gegebenen Gewichte und ihrer Schwerpunktslage, bezogen auf Vertikalebene durch Vorderkante des großen Pontons (Abstand nach vorn —, nach rückwärts +) und die Horizontalebene durch Unterkante des großen Pontons, ergibt die auf S. 340 tabellarisch zusammengestellten Daten:

Gegenstand	Gewicht t	Hebel vertikal m	Hebel horizontal m
1. Großes Ponton:			
Ponton	329,23	2,02	+ 5,74
4 Poller	2,6	4,3	+ 6,00
4 Rollklampen	1,28	4,3	+ 6,00
Fundament-Hauptmaschine	4,04	4,4	+ 10,65
2 Dampf-Spills	9,00	4,5	+ 6,3
Strebenfundamente	21,54	4,6	+ 4,0
2. Kleines Ponton:			
Ponton	135,96	2,29	+ 26,51
2 Poller	1,3	4,3	+ 22.8
2 Rollklampen	0,64	4,3	+ 30,40
3. Brücke für Gegengewichts-Wagen:			
Brücke	17,41	4,25	+ 17,73
Maschinenfundament	1,4	4,15	+ 13,0
Kessellager	3,96	4,18	+ 14,41
4. Große Verbindungsträger (Bodenschwell.)			
2 Träger	68,71	4,8	+ 16,52
5. Maschinen-Anlage und Kessel inklusive Wasser	178,0	6,00	+ 7,45
6. Seile (Stagen) mit Beschlägen, kompl.	24,01	24,9	+ 11,6
7. Fester Ballast im kleinen Ponton	400,0	1,39	+ 28,3
8. Schutzdach	10,0	7,5	+ 12,5
9. Inventar	5,0	4,1	+ 6,00
10. Streben:			
Streben mit Füßen	132,1	28,65	— 7,35
Obere Traverse	6,4	55,25	— 18,00
11. 150 t-Flasche:			
Oberblock mit Hängen	8,77	51,5	— 18,00
Unterblock	9,20	46,0	— 18 00
12. 25 t-Flasche:			
Oberblock	0,35	53,25	— 20,00
Unterblock	1,00	46,0	— 20,00
13. 6 t-Flaschen:			
2 Oberblocks	0,3	53,25	— 20,00
2 Unterblocks	1,8	46,0	— 20,00
14. Ketten:			
540 m 48 mm-Kette	27,0	30,0	— 6,00
260 » 27 » »	4,28	30,0	— 10,00
240 » 25 » »	3,51	30,0	— 10,00
Kettenenden und Schäkel	8,0	46,0	— 18,00
15. Gegengewicht, eingezogen	80,0	6,25	+ 16,00
Gegengewicht, ausgefahren	80,0	6,25	+ 28,40

Schwerpunktslage des Krans für die vier Hauptbelastungszustände:

Belastungszustand des Kranes	Schwerpunkt liegt		
	hinter Vorderkante des großen Pontons m	über Unterkante des gr. Pontons m	Gesamtes schwimmendes Gewicht t
Leerer Haken, Wagen eingezogen . . .	13,207	7,334	1496,79
» » » ausgefahren . . .	13,870	7,334	1496,79
Volle Last, Wagen eingezogen (Last angenommen 40 m über Unterkante des großen Pontons	10,364	10,311	1646,79
Volle Last, Wagen ausgefahren	10,966	10,311	1646,79

Die Grundfläche des großen Pontons beträgt 384 qm. 1 mm Tiefgang entspricht einer Wasserverdrängung, d. h. einer Tragkraft von 384 kg. Das kleine Ponton hat ca. 207,6 qm Grundfläche, für dasselbe entspricht 1 mm Tiefgang einer Wasserverdrängung, d. h. einer Tragfähigkeit von 207,6 kg.

Für die Gleichgewichtslage des schwimmenden Krans sind zwei Gleichungen erfüllt (s. Fig. 466):

$$G = D_1 + D_2,$$

d. h. die Summe der Wasserverdrängungen der beiden Pontons ist gleich dem gesamten schwimmenden Gewicht; ferner

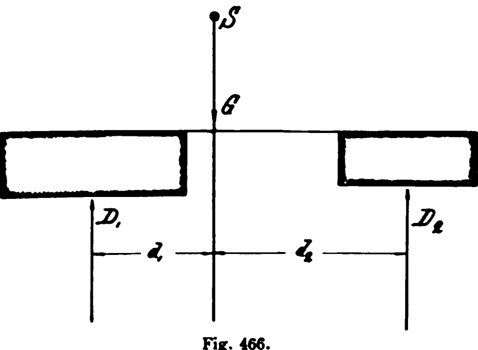


Fig. 466.

$$D_1 \cdot d_1 = D_2 d_2,$$

d. h. die Auftriebsmomente der beiden verdrängten Wasservolumina, bezogen auf die durch den Schwerpunkt des schwimmenden Systems gelegte Vertikale, sind einander gleich.

Hiernach kann die, einem bestimmten Belastungszustand entsprechende Schwimmlage wie folgt bestimmt werden (Fig. 467—470): Aus den obigen Gleichungen berechnet man die Deplacements für die beiden Pontons und bestimmt nach denselben den mittleren Tiefgang; trägt man diesen in der Mittellinie der beiden Pontons auf, so ergibt die Verbindungslinie der Endpunkte den Wasserspiegel, d. h. die angenäherte Schwimmlage. Durch die Neigung des Krans bei Einnehmen der Schwimmlage ändern sich die Hebelarme der beiden Deplacements, so daß ein Fehler entsteht ($m\,n$), dessen Betrag zu untersuchen ist (s. S. 343).

1. Leerer Haken, Gegengewichtswagen eingezogen (Fig. 467):

$$D_1 + D_2 = 1496{,}79 \text{ t}$$

$$D_1 \cdot 7{,}207 = D_2 \cdot 13{,}293$$

$$D_1 = \frac{1496{,}79 \cdot 13{,}293}{20{,}5} = 970{,}6 \text{ t}$$

$$D_2 = \frac{1496{,}79 \cdot 7{,}207}{20{,}5} = 526{,}2 \text{ t.}$$

Den beiden Deplacements entspricht eine Tauchtiefe für das große Ponton

$$t_1 = \frac{970{,}6}{0{,}384} = 2527{,}6 \text{ mm}$$

und für das kleine Ponton

$$t_2 = \frac{526{,}2}{0{,}2076} = 2534{,}8 \text{ mm.}$$

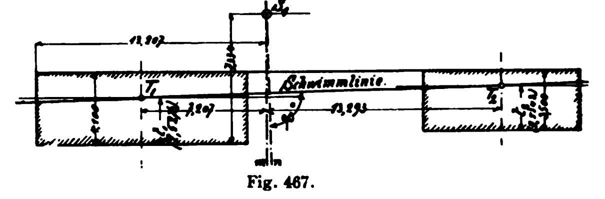


Fig. 467.

Die Verbindungslinie von T_1 und T_2 ergibt die Schwimmlinie. Der Neigungswinkel α derselben berechnet sich aus

$$tg\,\alpha = \frac{2{,}5348 + 0{,}6 - 2{,}5276}{20{,}5}$$

$\alpha = 1° \, 41' \, 43''$ (Kran nach rückwärts geneigt).

Untersuchung des Winkelfehlers s. später.

2. Leerer Haken, Gegengewicht ausgefahren (Fig. 468):

$$D_1 + D_2 = 1496{,}79 \text{ t}$$

$$D_1 \cdot 7{,}87 = D_2 \cdot 12{,}63$$

$$D_1 = \frac{1496{,}79 \cdot 12{,}63}{20{,}5} = 922{,}17 \text{ t}$$

$$D_2 = \frac{1496{,}79 \cdot 7{,}87}{20{,}5} = 574{,}62 \text{ t}$$

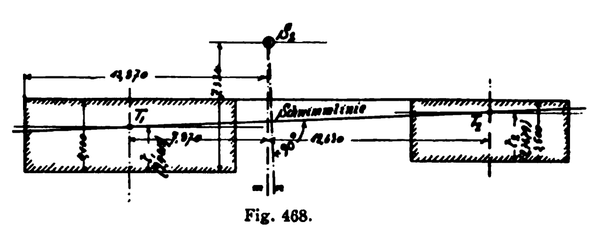


Fig. 468.

$$t_1 = \frac{922{,}17}{0{,}384} = 2401{,}5 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{574{,}62}{0{,}2076} = 2767{,}9 \text{ mm}$$

$$tg\,\alpha = \frac{2{,}7679 + 0{,}6 - 2{,}4015}{20{,}5}$$

$\alpha = 2° \, 41' \, 56''$ (Kran nach rückwärts geneigt).

3. Volle Last, Gegengewichtswagen eingezogen (Fig. 469):

$$D_1 + D_2 = 1646{,}79 \text{ t}$$

$$D_1 \cdot 4{,}364 = D_2 \cdot 16{,}136$$

$$D_1 = \frac{1646{,}79 \cdot 16{,}136}{20{,}5} = 1296{,}22 \text{ t}$$

$$D_2 = \frac{1646{,}79 \cdot 4{,}364}{20{,}5} = 350{,}57 \text{ t}$$

$$t_1 = \frac{1296{,}22}{0{,}384} = 3375{,}6 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{350{,}57}{0{,}2076} = 1688{,}6 \text{ mm}$$

$$tg\,\alpha = \frac{3{,}3756 - (0{,}6 + 1{,}6886)}{20{,}5}$$

$$\alpha = 3^\circ\ 2'\ 7''$$ (Kran nach vorwärts geneigt).

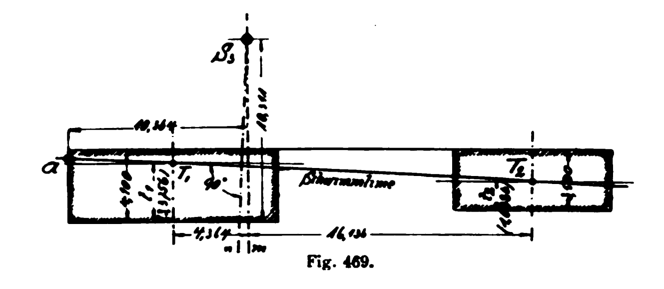


Fig. 469.

4. Volle Last, Gegengewichtswagen ausgefahren (Fig. 470):

$$D_1 + D_2 = 1646{,}79 \text{ t}$$

$$D_1 \cdot 4{,}966 = D_2 \cdot 15{,}534$$

$$D_1 = \frac{1646{,}79 \cdot 15{,}534}{20{,}5} = 1247{,}87 \text{ t}$$

$$D_2 = \frac{1646{,}79 \cdot 4{,}966}{20{,}5} = 398{,}92 \text{ t}$$

$$t_1 = \frac{1247{,}87}{0{,}384} = 3249{,}7 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{398{,}92}{0{,}2076} = 1921{,}6 \text{ mm}$$

$$tg\,\alpha = \frac{3{,}2497 - (0{,}6 + 1{,}9216)}{20{,}5}$$

$$\alpha = 2^\circ\ 2'\ 2''$$ (Kran nach vorwärts geneigt).

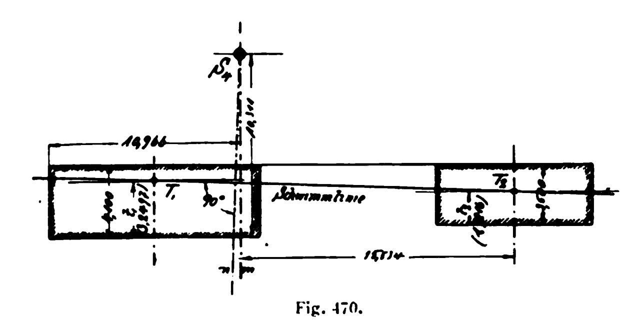


Fig. 470.

Der Winkelfehler ist für Fall 3 am größten. Mit Rücksicht auf den Schnittpunkt *a* der Schwimmlinie (Fig. 469) mit der Vorderfläche des großen Pontons gibt das im Schwerpunkt S_8 angreifende Gewicht bei der errechneten Schwimmlage ein Moment von ca.

$$1647 \cdot 9{,}97 = 16\,420{,}59 \text{ mt.}$$

Die durch die Schwimmlinie bestimmten Deplacements von trapezförmigem Querschnitt, deren Schwerpunkte 5,90 bzw. 26,4 m hinter Vorderkante des großen Pontons liegen, liefern in bezug auf Punkt *a* ein Auftriebmoment

$$1296 \cdot 5{,}9 + 350{,}5 \cdot 26{,}4 = 16\,899{,}6 \text{ mt.}$$

Es ist ein Überschuß des Auftriebmomentes von 479 mt vorhanden. Um diesen Fehler aufzuheben, muß das hintere Ponton etwas austauchen, das vordere etwas eintauchen; hierbei darf das Gesamtdeplacement nicht geändert werden, d. h. das vordere Ponton muß um genau so viel eintauchen als das hintere austaucht. Beträgt diese Korrektur an Deplacement D_x, so wird der Fehler aufgehoben, wenn

$$D_x \cdot 26{,}4 - D_x \cdot 5{,}9 = 479$$

$$D_x = \frac{479}{26{,}4 - 5{,}9} = \frac{479}{20{,}5} = 23{,}366 \text{ t.}$$

Hiernach muß das große Ponton um $\frac{23{,}366}{0{,}384} = 60{,}8$ mm eintauchen und das kleine Ponton um $\frac{23{,}366}{0{,}2076} = 112{,}6$ mm austauchen. Für die neue Schwimmlage, welche keine merkliche Neigungsänderung der Schwimmlinie bedingt (112,6 mm = 3,1 % der Höhe des kleinen Pontons), wird dann

$$D_1 = 1296{,}22 + 23{,}17 = 1319{,}59 \text{ t}$$
$$D_2 = 350{,}57 - 23{,}37 = 327{,}20 \text{ t}$$
$$D = D_1 + D_2 = 1646{,}79 \text{ t}$$
$$1319{,}59 \cdot 5{,}9 + 327{,}2 \cdot 26{,}4 = 16\,423{,}66 \text{ mt}$$

Das Gewichtsmoment ist wie vorhin = 16 420,59 mt.

Der Fehler beträgt jetzt nur noch

$$\frac{16\,423{,}66 - 16\,420{,}59}{16\,423{,}66} \cdot 100 = 0{,}02\,\%,$$

derselbe kann vernachlässigt werden.

Ähnliche Korrekturen der Schwimmlage wären für Fall 1, 2 und 4 auszuführen, dieselben sind im Betrag geringer als für Fall 3.

Beide Pontons werden durch die Verbindungsbrücken (Bodenschwellen der Kransysteme) in ihrer gegenseitigen Lage gehalten. Es werden durch Wechselwirkung von Auftrieb und Belastungen Biegungsmomente erzeugt, welche sich mit dem Belastungszustand des Kranes ändern. Durch die Verteilung des Auftriebs und der Lasten auf größere Flächen werden die Verhältnisse sehr kompliziert. Zur angenäherten Untersuchung des un-

günstigsten Belastungszustandes und des gefährlichen Querschnitts kann man sich den Kran in den Pontonmitteln durch feste Auflager unterstützt denken und die Verbindungsträger als auf diesen Stützen frei aufliegend berechnen. Die Untersuchung ergibt den gefährlichen Querschnitt kurz hinter dem großen Ponton, woselbst dementsprechend das Trägerprofil die größte Höhe aufweist.

Beispiel Nr. 7.

Elektrisch betriebener Laufkran von 3000 kg Tragkraft mit drehbarem Ausleger.

Erbauer: Ludwig Stuckenholz, Wetter a. Ruhr.

Elektrische Ausrüstung: Union, Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Arbeitsplatz: Plattenlager der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik Hamburg.

(Taf. XXIII bis XXVI.)

Konstruktionsgrundlagen. Der Kran ist für einen Lagerplatz für Schiffsbemantelungsplatten bestimmt. Bei dem vorliegenden beschränkten Raum soll der Kran selbst möglichst wenig Platz beanspruchen. Der Kranhaken muß einen Platz von ca. 60 m Länge und 20 m Breite bedienen, soll außerdem 60 m Uferfront, an welcher der Lagerplatz liegt, mit ca. 4 m Ausladung über Kaikante frei bestreichen können. Der

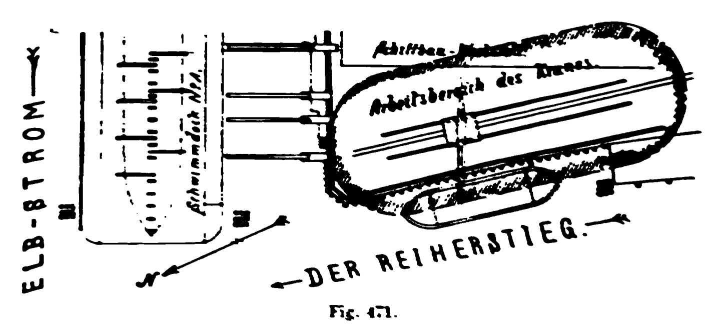


Fig. 471.

Lagerplatz wird in seiner Längsachse von einem Geleise durchschnitten, welches für den Verkehr freibleiben muß. Die nötig werdenden Fundamentierungen müssen soweit vom Ufer abliegen, daß ein später beabsichtigter Neubau der Uferbefestigung die Kranfundamente vollständig unbeeinflußt läßt. (Vgl. Lageplan Fig. 471.)

Für den Betrieb des Krans steht Gleichstrom von ca. 400 Volt Spannung zur Verfügung.

Der Kran soll bei ruhigem Wetter alle Bewegungen mit größter Last und Ausladung frei fahrend, ohne Schienenklammern ausführen. Verankerung für Arbeiten bei starkem Wind ist statthaft.

Allgemeine Anordnung. Der Kran ist als Laufkran mit drehbarem Ausleger ausgeführt. Die Laufschienen der Kranbahn sind eng zusammengelegt, die Tragsäulen derselben stehen zu beiden Seiten des durchlaufenden Geleises, Querverbindungen beider Kranbahnen sind nicht vorhanden, damit der Kran auch ungestört den Platz zwischen beiden Laufschienen bedienen kann. Die Spurweite des Kranwagens beträgt ca. $4^1/_2$ m, der Radstand desgleichen $4^1/_2$ m. Auf dem Unterwagen, der in der Mitte seiner Plattform die untere Stützung der feststehenden Kransäule bildet, steht ein pyramidenförmiges Gerüst, welches an der oberen Spitze das obere Stützlager der Kransäule trägt. Der über der Pyramide frei vorstehende Teil der Kransäule bildet den Königsstock für den schwenkbaren Ausleger; derselbe besteht aus einer in Fachwerk ausgeführten Stützhaube, die in einem oberen Spurlager über dem Königsstock hängt und am unteren Ende durch ein Stützlager sich seitlich gegen den Königsstock abstützt, und aus dem mit dieser Haube verbundenen Auslegerträger mit Laufkatzenbahn und Gegengewicht.

Die vom Kran ausgeführten Bewegungen sind: Lastheben und -senken, Schwenken, Katzen- und Kranfahren.

Das Kranfahrwerk treibt zwei diagonal einander gegenüberliegende, lose auf ihren Zapfen sitzende Laufräder des Unterwagens an. Die Bewegung wird vom Fahrmotor aus durch Stirnräder zunächst auf die parallel zur Fahrtrichtung liegende erste Vorgelegewelle übertragen, die an jedem Ende durch Kegelräder die für die anzutreibenden Laufräder erforderlichen zweiten, senkrecht zur Fahrtrichtung liegenden, Vorgelegewellen treibt. Durch eine Bandbremse mit Gewichtshebel und Bremslüftungsmagnet wird beim Ausschalten des Fahrmotors das Fahrwerk selbsttätig gebremst und der außer Betrieb befindliche Kran gegen Verschiebungen durch Winddruck gesichert.

Die Schwenkbewegung wird gemeinsam mit der Hubbewegung von einem im drehbaren Ausleger aufgestellten Motor eingeleitet. Der Motor treibt mittels eines Schneckentriebes die als gemeinsame Vorgelegewelle für das Hub- und Schwenkwerk dienende Schneckenradwelle. Von dieser werden die Hub- und Schwenkbewegungen durch zwei axial verschiebbare Ritzel abgenommen, deren Stellzeuge derart zwangläufig durch *einen* Hebel vom Führerstand aus bedient werden können, daß nur ein Gang zur Zeit eingerückt sein kann. Von der Vorgelegewelle aus wird das im Ausleger selbst gelagerte Schwenkritzel durch Einschaltung einer doppelten Übersetzung angetrieben. Der feststehende Zahnkranz des Schwenkwerkes hat Außenverzahnung und ist durch entsprechende Ausbildung des oberen Stützlagers der feststehenden Kransäule zentrisch zur Schwenkachse derart aufgeklemmt, daß er durch Reibungsschluß dem Zahndruck des Ritzels

den zum Schwenken unter normalen Verhältnissen erforderlichen Gegendruck leistet, bei außergewöhnlich hohen Zahndrücken jedoch, die bei unsachgemäßer Bedienung unter Umständen vorkommen können, und welche das Triebwerk gefährden, ausweichen kann (Taf. XXIV, Fig. 1 d).

Als Huborgan ist Drahtseil vorgesehen, dessen beide Enden auf der Hubtrommel befestigt sind und in ausgedrehten Nuten mit Rechts- bzw. Linkswindung aufgewickelt werden (Zwillingsanordnung, s. § 19); die Art der Seilführung ist aus Taf. XXV ersichtlich. Die mit Gewichtshebel und Bremsband ausgeführte Hubwerksbremse wirkt direkt auf die Trommelachse; sie dient als Haltebremse und Regulierbremse beim Lastsenken, die Lösung des Bremsbandes erfolgt vom Führerstande aus durch einen Fußhebel.

Hub- und Schwenkwerk arbeiten in der Weise zusammen, daß bei ausgerücktem Schwenkwerk zunächst das Hubwerk arbeitet, in der Höchstlage der Motor abgestellt und alsdann der Fußhebel der Bremse zum Anziehen derselben durch das Gewicht freigegeben wird, worauf das Vorgelege vom Hubwindwerk auf das Schwenkwerk umgestellt werden kann und bei Wiederanlassen des Motors dann das Schwenken vor sich geht. Während des Schwenkens kann die Last durch Lösen der Fußbremse gesenkt werden; gleichzeitiges Heben und Schwenken ist nicht ausführbar.



Fig. 472.

Das Katzfahrwerk ist in die Katze selbst eingebaut, der Motor treibt durch ein Schneckentrieb direkt eine Laufradachse an, auf welcher die Laufräder festgekeilt sind. Die Katze läuft auf dem unteren Flansch der aus ⊏-N.-P. Nr. 30 gebildeten Auslegerträger.

Die Stromzuführung, -verteilung, Schaltung der Motore und Steuerung geht aus den Schaltungsplänen (Taf. XXVI, Fig. 1 bis 6) hervor. Der Strom wird den an der Innenseite der Laufbahnträger angeordneten Hauptschleifleitungen (8 mm Durchmesser, Fig. 472) entnommen und durch die hohle Kransäule zu zwei Schleifringen geführt, von denen er durch Bürsten abgenommen und zu der im Führerhaus befindlichen Verteilungstafel geleitet wird. Kurz vor dem Anschluß an die Verteilungsschienen ist der doppelpolige Hauptschalter mit zugehörigen Sicherungen angeordnet.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Ausleger, Hubwindwerk, Katzfahrwerk, Schwenkwerk, Königsstock, Aufbau des Unterwagens.

1. **Ausleger:** Auf Tafel XXIII sind die Systempläne für die in Frage kommenden Belastungszustände angegeben. Die Belastung des Knotenpunktes r mit 7000 kg, durch das Gegengewicht von 6300 kg, ergibt sich aus der einseitigen Aufhängung desselben durch Momentengleichung [illegible]. Die Ermittlung der Stabkräfte selbst ist in Fig. 4 durchgeführt, und [illegible] den Entwicklungen § 130—131 zunächst für die bewegliche Einzel-

last in den Stellungen *a*, *b* und *c*, ferner für das in den einzelnen Knotenpunkten konzentriert gedachte Eigengewicht des Auslegers nebst eingebauten Maschinenteilen für das Hub- und Schwenkwerk. Die bewegliche Last ist unter Annahme von 500 kg Gewicht von Katze und Unterflasche zu 3500 kg eingesetzt.

Die aus den Kräfteplänen Fig. 4 entnommenen Stabkräfte für das Eigengewicht und die Hauptlaststellungen sind in der graphischen Tabelle Fig. 5 zusammengestellt und durch Verbindung der Endpunkte der gefundenen Ordinaten die Diagramme vervollständigt. Die durch das Eigengewicht erzeugten Stabkräfte sind durch Verlegung der Abszissenachse zu den veränderlichen Werten der beweglichen Last addiert; den Diagrammen sind die Zahlenwerte der für die Festigkeitsrechnung erforderlichen Höchstwerte der Stabkräfte beigefügt.

Neben den durch Fig. 5 gegebenen Höchstbelastungen kommen für einzelne Stäbe noch besondere Belastungszustände (Biegung etc.) in Frage, welche die Materialbeanspruchung wesentlich beeinflussen.

Die Untersuchung der einzelnen Stäbe und ihrer Anschlüsse ergibt:

Stab Nr. 1: Auf Zug beansprucht, größte Stabkraft 20900 kg. Der Stab besteht aus 2×2 Winkeleisen $100 \times 50 \times 8$, der Querschnitt ist an den Anschlußstellen durch 4 Nietlöcher von 20 mm Durchmesser geschwächt. Hiernach wird

$$f = 4 \cdot 11{,}5 - 4 \cdot 2 \cdot 0{,}8 = 39{,}6 \text{ qcm}$$

$$\sigma_z = \frac{20\,900}{39{,}6} = 528 \text{ kg/qcm.}$$

Der obere und untere Anschluß sind durch je 2×5 zweischnittige 20 mm-Nieten bewirkt:

$$f = 2 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 3{,}14 = 62{,}8 \text{ qcm}$$

$$\tau = \frac{20\,900}{62{,}8} = 332 \text{ kg/qcm.}$$

Stab Nr. 3: Auf Zug beansprucht, größte Stabkraft 12700 kg. Stabquerschnitt der gleiche wie Stab 1, oben und unten je 2×3 zweischnittige Anschlußnieten:

$$\sigma_z = \frac{12\,700}{39{,}6} = 320 \text{ kg/qcm}$$

$$\tau = \frac{12\,700}{2 \cdot 6 \cdot 3{,}14} = 337 \text{ kg/qcm.}$$

Stab Nr. 6: Nur auf Zug beansprucht, größte Stabkraft 15450 kg; Querschnitt und Anschlüsse wie Stab 1:

$$\sigma_z = \frac{15\,450}{39{,}6} = 390 \text{ kg/qcm}$$

$$\tau = \frac{15\,450}{62{,}8} = 246 \text{ kg/qcm.}$$

Stab Nr. 3: Auf Druck und Biegung beansprucht. **Druck:** Größte Stabkraft 20 400 kg. Der Stab ist aus 2 E-N.-P. Nr. 30 gebildet,

$$F = 2 \cdot 58{,}8 = 117{,}6 \text{ qcm}$$

$$\sigma = \frac{20\,400}{117{,}6} = 174 \text{ kg/qcm.}$$

Der Druck sucht den Stab auszuknicken; die Ausknickung ist wegen der Horizontalversteifung nur in vertikaler Ebene zu erwarten.

$$\Theta = 2 \cdot 8026 = 16052 \text{ cm}^4$$

$$l = 6750 \text{ mm}$$

Sicherheit gegen Ausknickung

$$n = \frac{2\,000\,000 \cdot 16052 \cdot \pi^2}{20\,400 \cdot 675^2} = 34{,}5.$$

Biegung: Für ungünstigste Laststellung (Last in der Mitte zwischen Knotenpunkt a und b) wird

$$M_3 = \frac{3500 \cdot 675}{4} = 590\,625 \text{ cmkg}$$

$$W = 2 \cdot 535 = 1070 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_3 = \frac{590\,625}{1070} = 552 \text{ kg/qcm.}$$

Stab Nr. 4: Auf Druck und Biegung beansprucht.

Sicherheit gegen Ausknickung ähnlich wie Stab 3:

$$n = \frac{2\,000\,000 \cdot 16052 \cdot \pi^2}{23\,400 \cdot 600^2} = 29.$$

Das Biegungsmoment setzt sich aus dem Einfluß der beweglichen Last und des Gewichts von Führerhaus, Windwerk etc. zusammen; die Auflagerreaktion im Punkt b ergibt sich entsprechend innerster Hakenstellung zu

$$\frac{3500 \cdot 350}{600} \text{ (durch bewegliche Last) } +$$

$$+ \; 500 \text{ (durch Gewicht von Führerstand, Windwerk etc.)} = 2275 \text{ kg}$$

und das Biegungsmoment zu

$$M_4 = 2275 \cdot 340 \approx 775\,000 \text{ cmkg.}$$

Mit

$$W = 2 \cdot 535 = 1070 \text{ cm}^3$$

wird dann

$$\sigma_4 = \frac{775\,000}{1070} = 724 \text{ kg/qcm.}$$

Die auf dem unteren Flansch des Auslegerträgers (Stäbe 2 und 4) laufende Katze bedingt durch ihre Laufraddrücke und durch die beim Schwenken des Auslegers entstehenden Seitenkräfte (s. unter 4. Schwenkwerk) zusätzliche Beanspruchungen, welche eine gegenseitige Versteifung beider Trägerhälften bedingen. Die Versteifungsglieder müssen das Durchfahrtsprofil für die Katze frei lassen, können daher nur am Obergurt an-

geordnet werden. Einseitige Wirkung der Vertikal- und Horizontalkräfte (Fig. 473) bedingen die Abstützung des Untergurts von außen her durch die in Taf. XXIII, Fig. 1 d angegebenen Konsolen.

Stab Nr. 7. Auf Druck und Biegung beansprucht; Stabprofil das gleiche wie für Stab 2 und 4. Größte Stabkraft 13400 kg, d. h. geringer als für 2 und 4.

Das Gegengewicht erzeugt infolge seiner exzentrischen Aufhängung ein Biegungsmoment (s. Fig. 1 und 3)

$$M_b = 6300\,(650 - 90 - 490)$$

$$= 6300 \cdot 70 = 441000 \text{ cmkg.}$$

$$W = 1070 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{441000}{1070} = 412 \text{ kg/qcm.}$$

Wegen der beim Schwenken des Auslegers auftretenden seitlich wirkenden Beschleunigungskräfte (s. unter Schwenkwerk) sind beide Trägerhälften gegeneinander vergittert.

Fig. 473.

Stab Nr. 5. Auf Druck beansprucht mit 13400 kg. Der Stabquerschnitt wird von vier Winkeleisen 80 × 80 × 10 gebildet,

$$f = 4 \cdot 15{,}1 \approx 60 \text{ qcm}$$

$$\sigma = \frac{13400}{60} = 223 \text{ kg/qcm.}$$

Die Winkel haben ein kleinstes Trägheitsmoment von 35,9 cm^4. Unter Annahme zehnfacher Sicherheit bestimmt sich die zulässige größte freie Knicklänge aus

$$10 \cdot \frac{13400}{4} = \pi^2 \cdot \frac{2000000 \cdot 35{,}9}{l^2}$$

$$l^2 = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 35{,}9 \cdot 4}{10 \cdot 13400} = 21400$$

zu $l = 146$ cm.

Die Winkel, deren gesamte Länge ca. 2,8 m beträgt, sind durch gegenseitige Versteifung gegen Ausknicken gesichert (Taf. XXIV, Fig. 1).

2. Hubwindwerk. Die Unterflasche ist durch ein Belastungsgewicht beschwert, damit der leere Haken zum Senken keines Stromes bedarf, sondern bei ausgerücktem Vorgelege mit der Bremse allein gesenkt werden kann; das gesamte Gewicht der Unterflasche beträgt ca. 120 kg. Bei der getroffenen Zwillingsanordnung des Seils (s. § 19) hat jedes Seilende beim Heben der größten Last, unter Voraussetzung gleicher Lastverteilung,

welche wegen der am äußeren Ende des Auslegers angeordneten Ausgleichsrollen statthaft ist,

$$\frac{3120}{2 \cdot 2} \cdot \frac{1}{0^3,95} = 910 \text{ kg}$$

als größte Kraft auszuhalten. Nach Tab. Nr. 21 b würde ein Seil von 11 mm genügen, der Durchmesser entspricht der Ausführung. Die Tabelle verlangt Rollendurchmesser von mindestens 220 mm, sämtliche Rollen (mit Ausnahme der Ausgleichsrollen am vorderen Ende des Auslegers, welche nur verschwindend kleine Bewegungen auszuführen haben) sind mit 250 mm Durchmesser, die Trommel mit 400 mm Durchmesser ausgeführt.

Nach der angeordneten Übersetzung von Motor- auf Trommelwelle, d. h. Schneckentrieb mit dreigängiger Schnecke und Schneckenrad von 39 Zähnen, Stirnrädersatz mit 16 und 72 Zähnen ergibt sich eine Tourenzahl der Trommel

$$n_t = \frac{3}{39} \cdot \frac{16}{72} \cdot n_m = 0,0171\, n_m,$$

wenn n_m die Umdrehungszahl des Motors; die Hubgeschwindigkeit u der Last berechnet sich zu

$$u = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,4 \cdot \pi \cdot n_t}{60} = 0,000179 \cdot n_m \text{ m/sek.}$$

Die mit 525 pro Minute angegebene normale Umlaufzahl des Hubmotors würde hiernach eine Hubgeschwindigkeit von

$$u = 0,000\,179 \cdot 525 = 0,094 \text{ m/sek,}$$

d. h. $$60 \cdot 0,094 = 5,64 \text{ m/min}$$

ergeben.

Der Wirkungsgrad des Windwerkes würde nach Tab. Nr. 4 ungefähr

$$0,8 \cdot 0,97 = 0,776.$$

Daraus ergibt sich für volle Belastung des Krans ein erforderliches Umfangsmoment der Motorwelle von

$$M = 2 \cdot 910 \cdot 20 \cdot \frac{16}{72} \cdot \frac{3}{39} \cdot \frac{1}{0,776} = 802 \text{ cmkg.}$$

Der Motor leistet bei 525 Umdrehungen 5 effektive Pferdestärken, das entsprechende Umfangsmoment ergibt sich zu

$$M = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = 71\,620 \cdot \frac{5}{525} = 682 \text{ cmkg.}$$

Der Motor würde demnach mit 525 Umdrehungen nur

$$3120 \cdot \frac{682}{802} = 2650 \text{ kg,}$$

d. h. 2650 — 120 = 2530 kg Nutzlast heben.

Das Umfangsmoment von 802 cmkg würde, wenn 682 als das normale angesehen wird, 117,5 % dieses normalen Umfangsmomentes betragen, die Umdrehungszahl würde, nach Fig. 256 zu urteilen, auf ca. 92 %, d. h. 483 pro Minute heruntergehen, die größte Last würde mit ca.

$$u = 0,000\,179 \cdot 483 = 0,0865 \text{ m/sek}$$

oder 5,2 m/min gehoben.

Um die obere Geschwindigkeitsgrenze für Leerlauf festzustellen, würde ein Umfangsmoment, entsprechend 120 kg Gewicht der Unterflasche bei gleichem Wirkungsgrad des Windwerks, von ca.

$$802 \cdot \frac{120}{3120} = 30{,}8 \text{ cmkg}$$

zugrunde zu legen sein; dasselbe betrüge

$$\frac{30{,}8}{682} \cdot 100 = \text{ca. } 4{,}5\,\%$$

des normalen Wertes.

Die Tourenzahl des Motors würde nach Diagramm Fig. 256 wenig höher als 250 % der normalen, d. h. etwas über 1310 pro Minute zu erwarten sein, die zugehörige Hubgeschwindigkeit würde sich auf ca. 0,234 m/sek oder 14 m/min einstellen. Die Gefahr des Durchgehens besteht für den Motor nicht.

Für die Festigkeitsberechnung des Windwerkes ist zu berücksichtigen, daß der Motor als Serienmotor imstande ist, bei Anlauf das Doppelte des normalen Umfangsmomentes auszuüben (s. § 81), es ist daher mit einem Wert

$$M = 2 \cdot 682 = 1364 \text{ cmkg}$$

zu rechnen. Derselbe ergibt für die Zahnräder als größte auftretende Umfangskraft:

Für das Schneckenrad

$$1364 \cdot \frac{39}{3} \cdot 0{,}8 \cdot \frac{1}{\frac{39{,}43}{2}} = 720 \text{ kg}$$

Für die Stirnräder

$$720 \cdot \frac{39{,}43}{19{,}2} = 1480 \text{ kg.}$$

Der Vergleich dieser Umfangskräfte mit den Zahlen der Tab. Nr. 26 liefert folgende Werte:

	Umfangskraft		
	nach Tab. Nr. 26 zulässig (Festigkeit)	erforderlich	
		beim Anzug	normal bei voller Last
Schneckenrad	$m =$ ca. 1 (cm), $b = 7 \cdot m$ Material Bronze 525 kg	720 kg	360 kg
Stirnräder	$m = 1{,}2$ (cm), $b = 8{,}4 \cdot m$ Material Stahl 1350 kg	1480 kg	740 kg

Für das Schneckengetriebe darf bei normaler Belastung und Umlaufzahl der Flächendruck mit Rücksicht auf Erwärmung nicht zu hoch

ausfallen. Die normale Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke beträgt (s. Taf. XXIV, Fig. 1)

$$v = \frac{0{,}077 \cdot \pi \cdot 525}{60} = 2{,}1 \text{ m/sek.}$$

Nach § 106 und Tab. Nr. 27 sollte die Umfangskraft des Rades höchstens $P = 1{,}10 \cdot t^2 \cdot p = 1{,}10 \cdot 3^2{,}175 \cdot 55 = 610$ kg betragen.

Das Spurlager der Schnecke hat beim Anlaufen des Motors einen Druck von ca. 720 kg auszuhalten. Derselbe wird von 10 St. 16 mm-Kugeln aufgenommen. Nach § 99 (Tab. Nr. 25) ist die zulässige Belastung per Kugel

$$Q = 50 \cdot 1^2{,}6 = 128 \text{ kg.}$$

3. **Katzfahrwerk.** Der Fahrwiderstand der Katze setzt sich zusammen aus der Differenz der Seilspannungen, Zapfenreibung und rollender Reibung:

Die Spannung der beiden schlaffen Seilenden zusammen ist annähernd

$$\frac{1}{2} \cdot 3120 \cdot 0^2{,}95 = 1410 \text{ kg}$$

und der gespannten Enden zusammen

$$\frac{1}{2} \cdot 3120 \cdot \frac{1}{0^2{,}95} = 1730 \text{ kg.}$$

Daraus folgt die Differenz der Seilspannungen = 320 kg.

Unter Berücksichtigung des Gesamtgewichtes von Katze, Unterflasche und größter Last von 3500 kg und der Zapfen-etc.-Maße (Taf. XXV) wird die Zapfenreibung $3500 \cdot 0{,}15 \cdot \frac{55}{240} = 120$ kg und die rollende Reibung $\frac{3500}{240} =$ ca. 15 kg, so daß sich ein Gesamtbewegungswiderstand der Katze von 455 kg ergibt. Wird der Wirkungsgrad des Schneckentriebes zu 80 % angenommen, so ist das erforderliche Umfangsmoment der Motorwelle

$$455 \cdot 12 \cdot \frac{1}{48} \cdot \frac{1}{0{,}8} = 142 \text{ cmkg.}$$

Die normale Leistung des Motors bei 950 Umdrehungen ist mit 1,5 PS angegeben; dem entspräche ein nutzbares Umfangsmoment von

$$71\,620 \cdot \frac{1{,}5}{950} = 113 \text{ cmkg.}$$

Dies als normalen Wert angesehen, ergäbe nach Fig. 256 bei 142 cmkg (gleich 126 % des Normalwertes) eine Verringerung der Tourenzahl auf 88 % von 950, d. h. 835 pro Minute. Die Katzgeschwindigkeit bei voller Last würde dementsprechend

$$u = n_m \cdot \frac{1}{48} \cdot \frac{0{,}24 \cdot \pi}{60} = 0{,}000262\, n_m \text{ m/sek}$$

oder 13,1 m/min betragen.

Bei Leerlauf ist die Gesamtbelastung der Laufkatze inkl. Eigengewicht 500 kg, das erforderliche Umfangsmoment des Motors wird

$$142 \cdot \frac{500}{3500} = 20{,}3 \text{ cmkg},$$

d. h. ca. 18 % des Normalwertes.

Nach Fig. 256 würde hierbei die Umdrehungszahl des Motors auf 200 % des Normalwertes, d. h. 1900 pro Minute steigen, die zugehörige Katzgeschwindigkeit würde 0,50 m/sek oder 30 m/min.

4. **Schwenkwerk.** Für die Ermittlung des Schwenkwiderstandes sind Reibung, Beschleunigungskräfte und Winddruck zu berücksichtigen.

Die den verschiedenen Belastungszuständen entsprechenden Systempläne Taf. XXIII, Fig. 3 ergeben die größten Belastungen der Zapfen des Königsstocks bei Stellung der beweglichen Last in a; für diesen Fall wird, unter Berücksichtigung des Eigengewichts

$$A = 10500 + 7900 = 18400 \text{ kg}$$
$$B_1 = B_2 = 4812 + 5320 = 10132 \text{ kg}.$$

Mit diesen Kräften wird das Reibungsmoment mit $\mu = 0{,}15$

für den oberen Zapfen $10132 \cdot 0{,}15 \cdot 6 = 9120$ cmkg
» » unteren » $10132 \cdot 0{,}15 \cdot 17 = 25850$ »
» die Spurfläche . . $18400 \cdot 0{,}15 \cdot 22 = 60700$ »

Gesamtes Reibungsmoment um die Schwenkachse 95670 cmkg.

Wird für die Feststellung des Beschleunigungsmomentes mit einer Beschleunigung der Last in größter Ausladung von 0,25 m/sek gerechnet, so bestimmt sich dasselbe wie folgt:

Die bewegliche Last am äußeren Ende des Auslegers bedingt eine Beschleunigungskraft von

$$\frac{3500}{9{,}81} \cdot 0{,}25 = 89{,}2 \text{ kg}$$

und ein Moment um die Schwenkachse von

$$89{,}2 \cdot 1350 = 120400 \text{ cmkg}.$$

Das Gegengewicht verlangt ein Moment von

$$\frac{6300}{9{,}81} \cdot 0{,}25 \cdot \frac{5{,}60}{13{,}50} \cdot 560 = 37300 \text{ cmkg}.$$

Wird für Führerstand und Windwerk (ca. 3000 kg) ein Trägheitsradius von ca. 1500 mm angenommen, so ergibt sich der erforderliche Wert des Beschleunigungsmomentes hierfür zu

$$\frac{3000}{9{,}81} \cdot 0{,}25 \cdot \frac{1{,}50}{13{,}50} \cdot 150 = 1275 \text{ cmkg}.$$

Der Hauptträger des Auslegers (Gesamtquerschnitt unter Zuschlag von 10 % für Streben etc. 130 qcm) würde ein Moment zum Anschwenken von

$$\frac{1}{3} \cdot \frac{7{,}5}{9{,}81} \cdot 1{,}3\,(140^3{,}5 + 65^3) \cdot \frac{0{,}25}{13{,}50} = 18700 \text{ cmkg}$$

bedingen.

Das gesamte erforderliche Beschleunigungsmoment um die Schwenkachse ergibt sich hiernach zu 177675 cmkg.

Das Moment, um gegen einen Winddruck (bei seitlichem Wind) von 50 kg/qm anschwenken zu können, berechnet sich bei einer Angriffsfläche von ca. 12 qm und einem Abstand des Druckmittelpunktes von ca. 1,75 m von der Schwenkachse (Feststellung dieses Punktes s. unter Beispiel Nr. 2) zu

$$50 \cdot 12 \cdot 175 = 105000 \text{ cmkg.}$$

(Die durch den seitlichen Winddruck entstehende zusätzliche Reibung in den Schwenklagern kann vernachlässigt werden.)

Zum Anschwenken gegen Wind von 50 kg Druck pro Quadratmeter, mit voller Last bei größter Ausladung hat das Schwenkwerk unter Voraussetzung der angenommenen Beschleunigung von 0,25 m am Lasthaken ein Moment um die Schwenkachse von 378345 cmkg zu äußern.

Der Druck, den die Achse des Schwenkritzels auf die in den Ausleger eingebaute Lagerkonstruktion äußern muß, beträgt demnach

$$\frac{378345}{57{,}6} = 6570 \text{ kg}$$

und das erforderliche Antriebsmoment um die Achse des Schwenkritzels

$$6570 \cdot 9{,}6 = 63072 \text{ cmkg.}$$

Das Anzugsmoment des Motors ist unter 1. mit 1364 cmkg berechnet; dasselbe würde unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades für die Übersetzung ein nutzbares Moment um die Achse des Schwenkritzels von

$$1364 \cdot \frac{39}{3} \cdot 0{,}8 \cdot \frac{90}{16} \cdot 0{,}95 \cdot \frac{1}{1} \cdot 0^2{,}95 = 68400 \text{ cmkg}$$

äußern, würde also unter den angenommenen ungünstigsten Verhältnissen vollkommen ausreichen.

Während des Anlaufs nimmt das Umfangsmoment des Motors ab; für den Beharrungszustand ist das Beschleunigungsmoment Null und so bleiben noch das Moment der Reibungswiderstände (95670 cmkg) und des Winddrucks (105000 cmkg) zu überwinden. Beide bedingen ein nutzbares Moment um die Achse des Schwenkritzels von

$$\frac{200670}{57{,}6} \cdot 9{,}6 = 33445 \text{ cmkg.}$$

Das entspräche einem Umfangsmoment der Motorachse von

$$1364 \cdot \frac{33445}{68400} \approx 670 \text{ cmkg,}$$

d. h. $\frac{670}{682} \cdot 100 = 98{,}2\%$ des normalen Umfangsmomentes; nach Fig. 256 würde sich die Umdrehungszahl bei diesem Moment auf ungefähr die normale, d. h. 525 pro Minute einstellen; derselben entspricht eine Schwenkgeschwindigkeit, am Ende des Auslegers gemessen, von

$$\left(525 \cdot \frac{3}{39} \cdot \frac{16}{90} \cdot \frac{1}{1} \cdot\right) \frac{0{,}192\,\pi}{60} \cdot \frac{13{,}5}{0{,}576} = 1{,}7 \text{ m/sek.}$$

Wenn der Kran bei ruhigem Wetter arbeitet, so verlangt der Beharrungszustand ein Schwenkmoment von nur 95670 cmkg; der Motor hätte nur

$$670 \cdot \frac{95670}{200670} \div 320 \text{ mkg},$$

d. h. $\frac{320}{682} \cdot 100 = 47\,\%$ des normalen Wertes zu leisten; die Umlaufzahl würde nach Fig. 256 auf ca. 140 %, d. h. 735 pro Minute steigen, die Schwenkgeschwindigkeit von 1,7 auf

$$1{,}7 \cdot \frac{735}{525} = 2{,}38 \text{ m/sek},$$

derselben würden

$$\frac{60 \cdot 2{,}38}{2 \cdot \pi \cdot 13{,}5} = 1{,}7$$

volle Schwenkungen des Auslegers pro Minute entsprechen.

Das Schwenkmoment für den Beharrungszustand ohne Last ist nach den Auflagerreaktionen der Taf. XXIII, Fig. 3 und den durch das Gegengewicht bedingten Auflagerdrücken zu berechnen. Danach würde der leere Kran bei ruhigem Wetter im Beharrungszustand ein Schwenkmoment von

$$(12250 - 5320)\,0{,}15 \cdot 6 + (12250 - 5320)\,0{,}15 \cdot 17 +$$
$$+ (7900 + 7000)\,0{,}15 \cdot 22 = 73080 \text{ cmkg}$$

erfordern. Das demselben entsprechende Umfangsmoment des Motors

$$670 \cdot \frac{73080}{200670} = 244 \text{ cmkg},$$

d. h. $\frac{244}{682} \cdot 100 = 36\,\%$ des Normalwertes würde nach Fig. 256 ca. 160 % der normalen Tourenzahl, d. h. 840 pro Minute ergeben. Der leere Haken schwenkt mit $2{,}38 \cdot \frac{840}{735} = 2{,}7$ m/sek, führt pro Minute demnach ca. 1,9 volle Schwenkungen aus.

Unter Zugrundelegung des maximalen Anzugsmomentes des Motors (1364 cmkg) würden sich für die Festigkeitsverhältnisse der Zahnräder folgende Zahlen ergeben:

Nutzbares Umfangsmoment der Schneckenradwelle

$$1364 \cdot \frac{39}{3} \cdot 0{,}8 = 14200 \text{ cmkg}.$$

Umfangskraft im Teilkreis des Zahntriebes

$$14200 \cdot \frac{1}{9{,}6} = 1480 \text{ kg}.$$

Die Teilung von $1{,}2\,\pi$ cm gestattet nach Tab. Nr. 26 bei 10 cm = $8{,}33 \cdot m$ Radbreite für Stahlräder eine Umfangskraft von

$$445 \cdot 3 = 1335 \text{ kg}.$$

Die Untersuchung der Beanspruchung an Hand der genauen Zahnform ergibt ein

$$\sigma_b = \frac{1480 \cdot 2{,}6}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 1{,}75^2} = 760 \text{ kg/qcm.}$$

Für die Kegelräder wird die auf den mittleren Teilkreis bezogene Umfangskraft

$$1480 \cdot 0{,}95 \cdot \frac{54}{12{,}5} = 6070 \text{ kg.}$$

Die der Ausführung entsprechende mittlere Zahnform bedingt eine Materialbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{6070 \cdot 2{,}3}{\frac{1}{6} \cdot 12 \cdot 2{,}2^2} = 1450 \text{ kg/qcm.}$$

Das Schwenkritzel hat eine Umfangskraft von

$$6070 \cdot 0{,}95 \cdot \frac{12{,}5}{9{,}6} = 7500 \text{ kg.}$$

zu übertragen.

Tab. Nr. 26 läßt für eine Teilung von $1{,}6\,\pi$ cm und Radbreite von 12,5 cm = ca. $8 \cdot m$ bei Ausführung in geschmiedetem Stahl

$$5 \cdot 775 = 3875 \text{ kg}$$

zu. Die genaue Berechnung der Beanspruchung an Hand der ausgeführten Zahnform ergibt ein

$$\sigma_b = \frac{7500 \cdot 3}{\frac{1}{6} \cdot 13{,}5 \cdot 2{,}4^2} = 1740 \text{ kg/qcm.}$$

Diese Beanspruchungen erscheinen verhältnismäßig hoch, sind aber, da die der Berechnung zugrunde gelegten ungünstigen Annahmen im Betrieb nie, oder doch nur ausnahmsweise zusammenfallen, durchaus statthaft. (Vgl. Schlußbemerkung zu Tab. Nr. 6.)

5. Beanspruchung des Königsstocks und Auflagerdrücke in den Einspannungsstellen. Am oberen Zapfen greift eine größte Querkraft $B_2 = 5320 + 4812 = 10132$ kg an. Der obere Zapfen hat einen Durchmesser von 12 cm, das Biegungsmoment für denselben ist ca.

$$10132 \cdot 7 = 70924 \text{ cmkg.}$$

Das Widerstandsmoment ist unter Berücksichtigung der 60 mm-Bohrung

$$W = 160 \text{ cm}^3.$$

Hieraus ergibt sich eine Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{70924}{160} \approx 440 \text{ kg/qcm.}$$

Kurz oberhalb des unteren Stützlagers für den Ausleger ist

$$M_b = 10132 \cdot 290 = 2938000 \text{ cmkg}$$

$$W = 3590 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{2938000}{3590} = 818 \text{ kg/qcm.}$$

Im oberen Lager ist der spezifische Auflagerdruck

$$p = \frac{10132}{12 \cdot 12} = \text{ca. } 70 \text{ kg/qcm.}$$

In der oberen und unteren Einspannungsstelle der Kransäule herrscht eine Querkraft von ungefähr

$$\frac{10132 \cdot 2900}{3200} = 9220 \text{ kg.}$$

Das Gewicht der Säule (ca. 2500 kg) wird durch den Ansatz des unteren Zapfens auf das Gestell des Unterwagens übertragen.

Der Vertikaldruck des Auslegers (höchster Wert nach Taf. XXIII, Fig. 3 ca. 10500 + 7900 = 18400 kg) wird durch die obere Stützplatte des Wagenaufbaues aufgenommen, ebenso das Schwenkmoment (größter Wert ca. 378345 cmkg).

6. Aufbau des Unterwagens. Hauptglieder der Konstruktion sind die Eckstreben, welche am ungünstigsten jeweils beansprucht sind, wenn der vordere Schenkel des Auslegers in der durch die betreffende Strebe gelegten Vertikalebene steht. Nach dem Belastungsschema Taf. XXIII, Fig. 3 treten die größten Kräfte auf bei max. Last und voller Ausladung; es wirken dann am Gestell durch bewegliche Last

vertikal 10500 kg
horizontal 4812 »

und durch Eigengewicht des Auslegers

vertikal 7900 kg
horizontal 5320 »

Entsprechend der ungünstigsten Annahme über die Lastverteilung hätten die beiden diagonal gegenüberliegenden Streben diese Kräfte aufzunehmen. Die Neigung der Streben gegen die Schwenkachse beträgt ca. 60°. Damit ergibt sich für die unter der Lastseite des Auslegers stehende Strebe eine axiale Stabkraft von

$$\frac{10500 + 7900}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{18400}{2 \cdot 0{,}866} \approx 10600 \text{ kg}$$

durch Vertikalbelastung und

$$\frac{4812 + 5320}{2 \cdot \cos 60^\circ} = 10132 \text{ kg}$$

durch Horizontalbelastung, insgesamt also 20732 kg.

Durch diese Kraft ist die Strebe auf Zerknickung beansprucht. Auf halber Höhe ist eine Versteifung gegen seitliches Ausknicken vorgesehen, die freie Knicklänge ist hiernach nur ca. 1 m. Das Trägheitsmoment des Profils (100 × 100 × 12) $\Theta_{min} = 86{,}2$ ergibt eine Sicherheit gegen Ausknicken von

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 86{,}2}{20732 \cdot 100^2} = 8{,}3.$$

Die Diagonalverbände der Seitenwände sind in ihren Profilabmessungen den Hauptstreben angepaßt.

Dem Ziel des vorliegenden Buches entsprechend ist im folgenden eine weiter ins Detail gehende Untersuchung angefügt, welche bezweckt, die Behandlung eines räumlichen Systems durch Zerlegung in ebene Systeme zu erläutern (Taf. XXVI). Das räumliche System des pyramidenartigen Aufbaues kann in vier ebene Systeme zerlegt werden, welche gegen die Vertikale um 68° 25′ 06″ geneigt sind (Fig. 1). Jedes dieser ebenen Systeme ist wieder in zwei einzelne Systeme mit z. T. gemeinsamen Gliedern (I und II) zu zerlegen, von denen jedes an der Aufnahme der Kräfte sich so beteiligt, daß die kurzen Glieder auf Druck, die längeren (Diagonalen) vorwiegend auf Zug beansprucht werden. Der Untersuchung der Stabkräfte wäre nach dieser Vorstellung das einfache ebene System Fig. 3 zugrunde zu legen. Da sämtliche Stabkräfte dem P jeweils proportional sind, so ist der Kräfteplan mit einer beliebig angenommenen Kraft von 10000 kg entworfen; aus den einzelnen Stabkräften lassen sich hiernach für eine beliebige, andere in Richtung von P fallende Kraftäußerung die Einflüsse auf die einzelnen Systemglieder durch einfache Multiplikation der Tabellenwerte bestimmen.

1. Stabkräfte durch Vertikalbelastung: Der gesamte Vertikaldruck von 18400 kg wird auf die vier oberen Eckpunkte verteilt; wird dort eine Zerlegung nach den Ebenen der beiden Seitenflächen vorgenommen, so fällt auf jedes der acht einfachen Systeme eine Kraft P von

$$\frac{18\,400}{4 \cdot 2} \cdot \frac{1}{\sin 68^\circ 25' 06''} = 2473 \text{ kg}.$$

Die in Richtung der Diagonale liegende, auf die Achse zugewandte Seitenkraft von

$$\sqrt{2 \cdot \left[\frac{18\,400}{4 \cdot 2} \cdot \frac{1}{tg\, 68^\circ 25' 06''}\right]^2} = 1286 \text{ kg}$$

ist von der oberen Verbindungsplatte aufzunehmen.

Nach der Tabelle der Stabkräfte (Fig. 3) des Kräfteplans für vertikale Kräfte würden in jedem der acht Systeme durch die Kraft von 2473 kg folgende Stabkräfte erzeugt:

Stab	Nr. 1 . . .	1768	kg	(Druck)
»	» 2 . . .	1026	»	(»)
»	» 3 . . .	334	»	(Zug)
»	» 4 . . .	1558	»	(Druck)
»	» 5 . . .	334	»	(»)
»	» 6 . . .	866	»	(»)
»	» 7 . . .	544	»	(Zug).

Bei der Verwertung dieser Stabkräfte für die Festigkeitsrechnung ist zu berücksichtigen, daß einzelne Stäbe des Gesamtsystems gleichzeitig mehreren der acht Einzelsysteme angehören; so z. B. die oberen Hälften der Eckpfeiler, die mittlere und untere Horizontale zwei Systemen, die unteren Hälften der Eckpfeiler vier Systemen.

2. Stabkräfte durch horizontale Querkräfte: Steht der Ausleger in der Fahrtrichtung, so würde für den Zustand der Ruhe die größte Querkraft im Betrage von 9220 kg in der Fahrtrichtung liegen. Diese Kraft würde je zur Hälfte von den Seitenwänden aufgenommen, und zwar von demjenigen einfachen System jeder Wand, welches mit der Spitze *a* nach vorwärts liegt. In diesem Fall würde der Systemplan Fig. 3 die Belastung der beiden Seitenwände ergeben, und zwar kommt auf jedes System

$$\frac{9220}{2} = 4610 \text{ kg},$$

welche an Stelle von P (Fig. 3) zu setzen wären.

Wenn der Ausleger unter 45° zur Fahrtrichtung steht, so würden die Vorder- und eine Seitenwand den Druck von 9220 kg aufnehmen. Wird diese Kraft nach den Ebenen der beiden Systeme zerlegt, welche die Glieder 1 und 4 gemeinsam haben, so ist für jedes dieser beiden Systeme

$$P = 9220 \cdot \sin 45^\circ = 6520 \text{ kg}$$

zu setzen. Die gemeinsamen Glieder 1 und 4 haben dann den doppelten Betrag der Kräfte aufzunehmen, welche der Kräfteplan Fig. 3 ergibt.

Im Moment des Anschwenkens gesellt sich zu der Querkraft von 9220 kg des Ruhezustandes eine zweite Querkraft durch den Zahndruck des Schwenkritzels. Das größte Moment dieses Zahndrucks in bezug auf die Schwenkachse beträgt 378 345 cmkg. Von diesem Moment wird das Reibungsmoment von 95 670 cmkg durch die Reibung selbst aufgenommen, braucht also nicht vom Gerüst nach unten übertragen zu werden. Das Gerüst selbst wird demnach nur durch die Differenz von

$$378345 - 95670 = 282675 \text{ cmkg}$$

und eine durch den einseitigen Angriff des Zahndrucks bedingte Querkraft von

$$\frac{282675}{57{,}6} = 4910 \text{ kg}$$

beansprucht.

Die Querkraft von 4910 kg setzt sich mit der von 9220 kg zu einer resultierenden Querkraft (Taf. XXVI, Fig. 2) von 11 700 kg zusammen. Die ungünstigste Beanspruchung durch diese Kraft würde sich ergeben bei derjenigen Auslegerstellung, für welche diese Kraft unter 45° zur Fahrtrichtung liegt.

In den Systemplan Fig. 3 ist dann für P statt 10 000 kg

$$11\,700 \sin 45^\circ = 8270 \text{ kg}$$

zu setzen und die einzelnen Stabkräfte würden

Stab Nr. 1	. . .	7690 kg	(Druck)
» » 2	. . .	9100 »	(Zug)
» » 3	. . .	2900 »	(Druck)
» » 4	. . .	9510 »	(»)

Stab Nr. 5 . . . 2900 kg (Zug)
» » 6 . . . 7690 » (»)
» » 7 . . . 3310 » (»).

Die direkt unter der Richtung der Querkraft liegenden Eckpfeiler (Stab 1 und 4) hätten nach dem vorstehend Gesagten das doppelte der oberen Beträge, d. h. 15 380 kg bzw. 19 020 kg aufzunehmen.

An der Aufnahme des durch den Zahndruck geäußerten Verdrehungsmomentes beteiligen sich die vier Seitenwände wie in Fig. 2 angedeutet; es würde für jedes System eine Querkraft im Punkt *a* (Fig. 3) von

$$\frac{282675}{2} \cdot \frac{1}{61,71} = 2300 \text{ kg}$$

aufzunehmen sein, welche folgende Stabkräfte erzeugt:

Stab Nr. 1 . . . 2140 kg (Druck)
» » 2 . . . 2530 » (Zug)
» » 3 . . . 805 » (Druck)
» » 4 . . . 2645 » (»)
» » 5 . . . 805 » (Zug)
» » 6 . . . 2140 » (»)
» » 7 . . . 920 » (»).

Die Festigkeitsrechnung der einzelnen Systemstäbe würde nach Vorstehendem ergeben:

Stab 1: Auf Druck und Zerknickung beansprucht.

Einfluß durch Vertikalkräfte: Der Stab gehört gleichzeitig zwei Einzelsystemen an, Kraft daher $2 \cdot 1768 = 3536$ kg.

Einfluß durch horizontale Querkräfte: Durch die Resultierende aus Gewichtswirkung und Zahndruck, mit Rücksicht auf welche Stab 1 gleichzeitig zwei Systemen angehört:

$$2 \cdot 7690 = 15380 \text{ kg},$$

durch die Seitenkraft des Schwenkmomentes

$$2140 \text{ kg},$$

mithin ist die gesamte größte auftretende Stabkraft

$$3536 + 15380 + 2140 \approx 21000 \text{ kg}.$$

Der Stabquerschnitt von 22,7 qcm ergibt

$$\sigma = \frac{21000}{22,7} = 930 \text{ kg/qcm}.$$

Die Sicherheit gegen Ausknicken beträgt (kleinstes $\Theta = 86,2$ cm^4, freie Knicklänge = 1 m)

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 86,2}{21000 \cdot 100^2} = 8,2.$$

Stab 2: Stabkräfte zum Teil Zug, zum Teil Druck

Einfluß durch Vertikalkräfte . 1026 kg (Druck)
» » Horizontalkräfte 9100 » (Zug)
und 2530 » (»)
Resultierende Stabkraft (Zug) 10600 kg.

Der durch ein Niet geschwächte Querschnitt des Stabes ist mit ca. 10 qcm wirksam, mithin

$$\sigma_z = \frac{10600}{10} = 1060 \text{ kg/qcm}.$$

Der obere und untere Anschluß ist durch je drei 22 mm-Niete bewirkt, so daß

$$\tau = \frac{10600}{3 \cdot 3{,}8} = 930 \text{ kg/qcm}.$$

(Wegen der kräftigen oberen Querverbindungen liegen die Beanspruchungen tatsächlich wesentlich niedriger; vgl. auch Schlußbemerkung zu Tab. Nr. 6.)

Stab 3: Druckkräfte: $2900 + 805 = 3705$ kg, Zugkräfte (2 Systeme): $2 \cdot 334 = 668$ kg, Resultierende Stabkraft 3037 kg, $f = 11{,}9$ qcm,

$$\sigma = \frac{3037}{11{,}9} = 255 \text{ kg/qcm},$$

Sicherheit gegen Ausknicken (kleinstes $\Theta = 22 \text{ cm}^4$, freie Knicklänge 1200 cm)

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 22}{3037 \cdot 120^2} = 10.$$

Stab 4 und 6: Einfluß durch Vertikalkräfte: Der Stab ist in zwei Systemen Stab 4 mit je 1558 kg Druck und in zwei Systemen Stab 6 mit je 866 kg Druck, erhält durch Vertikalkräfte insgesamt also 4850 kg Druck.

Einfluß durch Horizontalkräfte: Durch die Resultierende aus Gewichtswirkung und Zahndruck als Stab 4 im ungünstigsten Fall mit $2 \cdot 9510 = 19020$ kg auf Druck beansprucht, außerdem durch die Wirkung des Drehmomentes als Stab 4 mit 2645 kg Druck und gleichzeitig als Stab 6 mit 2140 kg auf Zug.

Resultierende Stabkraft hiernach 24375 kg Druck. Mit $f = 22{,}7$ qcm wird die Druckbeanspruchung

$$\sigma = \frac{24375}{22{,}7} = 1075 \text{ kg/qcm}.$$

Sicherheit gegen Ausknicken

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 86{,}2}{24375 \cdot 110^2} \approx 6.$$

Stab 5: Mit 334 kg auf Druck, und $2900 + 805 = 3705$ kg auf Zug beansprucht, resultierende Stabkraft demnach 3371 kg Zug. Mit $f = 10$ qcm wird

$$\sigma_z = \frac{3371}{10} = 337 \text{ kg/qcm}.$$

Die Anschlußnieten (3 St. von 22 mm Durchmesser) sind mit

$$\tau = \frac{3371}{3 \cdot 3{,}8} \approx 300 \text{ kg/qcm}$$

beansprucht.

Stab 7 gehört der Konstruktion des Unterwagens an, die resultierende Stabkraft beträgt

$$2 \cdot 544 + 3310 + 920 = 5318 \text{ kg Zug}.$$

Beispiel Nr. 8.

Elektrisch betriebener Halbportalkran für Hafenbetrieb.

Erbauer: Benrather Maschinenfabrik.

Elektrische Ausrüstung: Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Arbeitsplatz: Amerikakai und O'Swaldkai in Hamburg.

(Taf. XXVII bis XXXIII.)

Konstruktionsgrundlagen. Ausführung als Halbportalkran für 2500 kg Tragkraft. Für die Hauptmaße des Portals ist das Kaiprofil (Taf. XXVII) bestimmend; Spannweite von Mitte bis Mitte Schiene 10,680 m. Die Ausladung (unveränderlich) soll bei Stellung des Auslegers senkrecht zur Kaikante, von Mitte der äußeren Laufschiene gemessen, 9,500 m betragen; Mitte Auslegerrolle über Schienenoberkante 14,0 m, nutzbarer Hub 22 m, Schwenkbereich unbegrenzt.

Als Betriebsmittel steht Gleichstrom von ca. 500 Volt Spannung an der Verbrauchsstelle zur Verfügung.

Verlangte Lastgeschwindigkeiten:

Heben: 500 kg ca. 1,25 m/sek
1500 » » 1,00 »
2500 » » 0,8 »

Schwenken: 2 m/sek im Mittel am Lasthaken gemessen.

Allgemeine Anordnung. Der vordere Teil des Portals trägt die Unterstützungsglieder des feststehenden Königsstocks und der Laufschienen für die Räder des Schwenkwagens. Die Hauptträger sind als vollwandige Blechträger ausgeführt, die gegenseitige Abstützung erfolgt durch die Tragekonstruktionen des oberen und unteren Fahrgestells, die Unterstützungsteile des Schwenkwagens und mehrere Querträger nebst dem erforderlichen Diagonalverband.

Das Fahrwerk wird von Hand betätigt, es werden ein oberes und ein unteres Laufrad gemeinsam angetrieben, Feststellung des Krans erfolgt durch ein nach beiden Drehrichtungen sperrendes Sperrad des Fahrwerks. Außerdem kann das Portal an der Oberschiene noch durch Schienenzangen, die durch Handräder zu bedienen sind, festgeklammert werden.

Das Gestell des Schwenkwagens besteht aus zwei von vorn nach hinten durchgehenden [-Trägern, deren vordere und hintere Querverbindungen die Lagerungen für die Laufräder und gleichzeitig die Widerlager für den Anschluß des in Fachwerk ausgeführten Auslegers enthalten. Die Grundplatte des Lastwindwerks, zum Zwecke der Ausbalancierung des Schwenkwagens als voller Block gegossen, ruht auf dem hinteren Ende der Schwenkwagenträger. Die Lasttrommel wird mit einfacher Stirnradübersetzung von der Motorwelle aus angetrieben; die Räder sind eingekapselt. Auf der verlängerten Motorachse sitzt eine Bandbremse mit

Gewichtshebel, die durch einen Bremslüftungsmagneten im Moment des Einschaltens des Hubmotors gelöst wird, unabhängig vom Magneten aber auch durch einen Handhebel gelöst werden kann. Das Lastsenken wird ohne Strom durch Regulierung der Bremse mittels des Handhebels bewirkt, für den leeren Haken kann Strom nach abwärts gegeben werden, im übrigen läuft beim Senken der Motor leer mit.

Das Schwenkwerk ist auf das vordere Ende der Träger des Schwenkwagens aufgesetzt; der Motor treibt durch ein ganz in Öl laufendes Schneckentrieb (Bronze-Stahl) direkt auf die Welle des Schwenkritzels, welches in dem, mit Außenverzahnung versehenen, feststehenden Zahnkranz eingreift. Die Motorachse trägt eine Bremsscheibe; die Bremsung erfolgt durch Bandbremse mit Fußhebel. Der Königsstock ist an seinem oberen Ende als Spurzapfen mit Kugelkappe ausgebildet; das in eine Querverbindung der Auslegerträger eingesetzte Spurlager ist bei der Montage des Krans so eingestellt, daß der Schwenkwagen um die Spur pendelt, so daß bei voller Last nur die Vorderräder, bei leerem Haken nur die Hinterräder des Schwenkwagens die Schienen berühren; auf diese Weise wird der Schwenkwiderstand wesentlich reduziert.

Der Strom wird durch die hohle Kransäule zugeführt und am oberen Ende derselben durch Schleifringe auf den drehbaren Teil des Krans übergeleitet.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Ausleger, Unterstützungsglieder des Schwenkwagens, Hubwerk, Schwenkwiderstände, Schwenkwerk, Nebenbeanspruchungen des Auslegers beim Anschwenken mit voller Last, Portal (Hauptträger).

1. Ausleger. Die Hauptträger des Schwenkwagens sind als Systemglieder des Auslegers angesehen (s. Taf. XXXIII). Unter Berücksichtigung der Belastung dieser Träger durch das Schwenkwerk, Lastwindwerk, die Plattform des Führerstandes und das Schutzhaus, sowie des in den einzelnen Knotenpunkten konzentrierten Eigengewicht des Fachwerks, und der beim Anheben der Lasten erforderlichen Beschleunigungskräfte, ergeben sich für Vollast und leeren Haken die Systempläne Taf. XXXIII, Fig. 1 u. 2. Die graphische Ermittlung der Stabkräfte schließt wegen der spitzen Schnitte unvermeidliche Fehler ein, Prüfung des Resultats durch die Rittersche Methode (Momentengleichung) ist daher erforderlich. In Fig. 2 sind die trigonometrisch ausgerechneten Hebelarme eingetragen. In die Tabelle der Stabkräfte sind die graphisch und rechnerisch ermittelten Werte aufgenommen. Für die Festigkeitsrechnung sind die Beträge nach oben abgerundet.

Stab Nr. 1: Größte Stabkraft 20000 kg (Zug).

Querschnitt: 2 ∟ 75 × 75 × 12, geschwächt durch 2 St. 20 mm-Niete.

$$f = 2 \cdot 16{,}7 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 28{,}6 \text{ qcm.}$$

$$\sigma_z = \frac{20000}{28{,}6} = 700 \text{ kg/qcm.}$$

Oberer Anschluß: $2 \times (7 + 5)$ einschnittige 20 mm-Niete.

$$f = 24 \cdot 3,14 = 75,5 \text{ qcm},$$

$$\tau = \frac{20000}{75,5} = 265 \text{ kg/qcm}.$$

Die große Nietzahl ist begründet einmal durch den exzentrischen Anschluß des Stabes und ferner durch den spitzen Schnitt der Stäbe 1 und 2, welcher, wie in der graphischen Ermittlung, so auch in der Ausführung zu mehr oder minder größeren Abweichungen der Stabkräfte von den Rechnungswerten führt.

Unterer Anschluß: Die Stabkraft wird zunächst durch 2×8 St. einschnittige 20 mm-Nieten auf ein Gelenkstück übertragen.

$$f = 16 \cdot 3,14 = 50,2 \text{ qcm},$$

$$\tau = \frac{20000}{50,2} = 400 \text{ kg/qcm}.$$

Kleinste Auflagefläche in der Lochwand

$$f = 16 \cdot 2 \cdot 1,2 = 38,4 \text{ qcm},$$

$$p = \frac{20000}{38,4} = 520 \text{ kg/qcm}.$$

Für die aus 20 mm-Blech hergestellten Gelenkaugen ist der schwächste Querschnitt

$$f = 2 \cdot 10 \cdot 2 = 40 \text{ qcm},$$

$$\sigma_z = \frac{20000}{40} = 500 \text{ kg/qcm}.$$

Auflagerfläche des Bolzens im Auge

$$f = 2 \cdot 10 \cdot 2 = 40 \text{ qcm},$$

$$p = \frac{20000}{40} = 500 \text{ kg/qcm}.$$

Stab Nr. 2: Größte Stabkraft 22000 kg (Druck).

Beide Trägerhälften sind horizontal miteinander vergittert. Vertikal ist Ausknickung möglich auf eine freie Länge von ca. 5800 mm. Stabprofil: 2 [-N.-P. Nr. 20, $\Theta = 2 \cdot 1911$ cm^4. Sicherheit gegen Ausknicken (Fall II, § 11)

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 2 \cdot 1911}{22000 \cdot 580^2} \sim 10.$$

Gegen das Ende ist der Querschnitt geschwächt durch einen Bolzen von 60 mm Durchmesser

$$f = 2 \cdot 32,2 - 2 \cdot 6 \cdot 0,85 = 54,2 \text{ qcm},$$

Druckbeanspruchung

$$\sigma = \frac{22000}{54,2} = 406 \text{ kg/qcm}.$$

Oberer Anschluß: Mit $\tau = 400$ kg/qcm würde für die Anschlußnieten der erforderliche Querschnitt

$$f = \frac{22000}{400} = 55 \text{ qcm und die Nietzahl } \frac{55}{3,14} = 17,5.$$

Ausgeführt sind $2 \cdot 21 = 42$ Niete. Begründung s. unter Stab 1.

Unterer Anschluß:

$$f = 2 \cdot 11 \cdot 3{,}14 = 69 \text{ qcm},$$

$$\tau = \frac{22\,000}{69} = 319 \text{ kg/qcm}.$$

Stab Nr. 3: Größte Stabkraft 11000 kg (Druck).

Freie Knicklänge ca. 2200 mm, die Träger können horizontal ausknicken

$$\Theta = 2 \cdot 148 = 296 \text{ cm}^4 \text{ (2 [-N.-P. Nr. 20)}.$$

Sicherheit gegen Ausknicken

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 296}{11\,000 \cdot 220^2} = 11.$$

An den Enden ist der Querschnitt

$$f = 2 \cdot 32{,}2 = 64{,}4 \text{ qcm}.$$

Druckbeanspruchung $\sigma = \frac{11\,000}{64{,}4} = 170$ kg/qcm.

Die Endanschlüsse sind durch 2×6 St. $^7/_8$"-Schrauben (zweischnittig) bzw. 2×8 St. einschnittige 23 mm-Niete gebildet.

$$\tau = \frac{11\,000}{16 \cdot 4{,}15} = 166{,}0 \text{ kg/qcm}.$$

Stab Nr. 4: Größte Stabkraft 16000 kg (Druck).

Beide Träger sind horizontal miteinander vergittert, können nur vertikal ausknicken; freie Knicklänge ca. 1800 mm.

Sicherheit gegen Ausknicken (2 [-N.-P. Nr. 20, $\Theta = 2 \cdot 1911$ cm⁴).

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 2 \cdot 1911}{16000 \cdot 180^2} = 147.$$

Am Ende Querschnitt

$$f = 2 \cdot 32{,}2 = 64{,}4 \text{ qcm},$$

$$\sigma = \frac{16\,000}{64{,}4} = 248 \text{ kg/qcm}.$$

Oberer Anschluß: $2 \cdot 11$ St. 23 mm-Nieten (einschnittig)

$$f = 2 \cdot 11 \cdot 4{,}15 = 91{,}3 \text{ qcm},$$

$$\tau = \frac{16\,000}{91{,}3} = 175 \text{ kg/qcm}.$$

Unterer Anschluß: $2 \cdot 6$ St. 23 mm-Nieten (einschnittig)

$$f = 2 \cdot 6 \cdot 4{,}15 = 49{,}8 \text{ qcm},$$

$$\tau = \frac{16\,000}{49{,}8} = 321 \text{ kg/qcm}.$$

Der Stab stützt sich außerdem mit seiner Stirnfläche gegen den Ansatz des unteren Gelenkstücks.

Der Gelenkzapfen im Knotenpunkt 1 (90 mm Durchmesser) erhält durch die Stabkraft 4 an jeder Seite ein Biegungsmoment

$$M_i = \frac{16000 \cdot 10.25}{2} = 82000 \text{ cmkg.}$$

$$W = 71.57 \text{ cm}^3.$$

$$\sigma_i = \frac{82000}{71.57} \approx 1150 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Flächendruck im Lagerzapfen $f = 9 \cdot 8.5 = 76.5$ qcm

$$p = \frac{16000}{2 \cdot 76.5} = 105 \text{ kg/qcm.}$$

Stab Nr. 5: Größte Stabkraft 7500 kg (Zug)
bzw. 1000 » (Druck).

Auf Zug: Schwächster Querschnitt

$$f = 2 \cdot 32.2 - 4 \cdot 2.3 \cdot 0.85 = 56.6 \text{ qcm.}$$

$$\sigma = \frac{7500}{56.6} = 132.5 \text{ kg/qcm.}$$

Auf Druck: Die Träger sind gegenseitig nicht vergittert. Kleinstes Trägheitsmoment (2 [-N.-P. Nr. 20) $\Theta = 2 \cdot 148 = 296$ cm⁴.

Freie Knicklänge ca. 2250 mm: Sicherheit

$$\mathfrak{s} = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 296}{1000 \cdot 225^2} = 117.$$

Anschlüsse mittels sechs doppelschnittigen 7/8"-Schrauben bzw. sechs einschnittigen 23 mm-Nieten.

$$f = 6 \cdot 4.15 = 24.9 \text{ qcm.}$$

$$\tau = \frac{7500}{24.9} = 300 \text{ kg/qcm.}$$

Für das Biegungsmoment der Gelenkbolzen des unteren Anschlusses ergibt sich bei leerem Haken, für welchen die vorderen Laufrollen angehoben sind: Stab 4 drückt mit 1650 kg auf jeder Seite nach unten. Hebelarm bis Mitte Anschluß Stab 5 ca. 21 cm; das Gestell des Schwenkwagens zieht mit 1500 kg am Hebelarm von 11 cm auf jeder Seite nach unten.

Moment der ersten Kraft $1650 \cdot 21 = 34650$ cmkg.
Moment der zweiten Kraft $1500 \cdot 11 = 16500$ »

Beide Momente setzen sich räumlich zu einem resultierenden Moment von ca. 50000 cmkg zusammen.

$$W = 71.57 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_i = \frac{50000}{71.57} = 700 \text{ kg/qcm.}$$

Stab Nr. 6. Größte Stabkraft 14000 kg (Zug). Schwächster Querschnitt

$$f = 2 \cdot 32.2 - 4 \cdot 2.3 \cdot 0.85 = 56.6 \text{ qcm.}$$

$$\sigma_z = \frac{14000}{56.6} = 248 \text{ kg/qcm.}$$

Oberer Anschluß: $2 \cdot 6$ einschnittige $^7/_8$"-Schrauben

$$f = 2 \cdot 6 \cdot 3{,}9 = 46{,}8 \text{ qcm},$$

$$\tau = \frac{14\,000}{46{,}8} = 300 \text{ kg/qcm}.$$

Kleinste Auflagefläche in der Lochwand des Stabes

$$f = 2 \cdot 6 \cdot 2{,}2 \cdot 0{,}85 = 22{,}4 \text{ qcm},$$

$$p = \frac{14\,000}{22{,}4} = 625 \text{ kg/qcm}.$$

Unterer Anschluß: $2 \cdot 8$ einschnittige 23 mm-Niete

$$f = 2 \cdot 8 \cdot 4{,}15 = 66{,}4 \text{ qcm},$$

$$\tau = \frac{14\,000}{66{,}4} = 210 \text{ kg/qcm}.$$

2. **Unterstützungsglieder des Schwenkwagens.** Oberer Zapfen des Königsstocks: Derselbe erhält seine größte Belastung bei derjenigen Last des Kranes, für welche die Resultante sämtlicher Gewichte in die Achse des Königsstocks fällt. Das ist der Fall bei einer Nutzlast von ca. 320 kg, für welche das Moment sämtlicher Gewichte in bezug auf die Achse des Spurlagers annähernd gleich Null wird, der drehbare Teil des Krans also ganz im Spurlager hängt. Der Gesamtdruck auf die Spurplatte ist dann 15920 kg.

Die Stützfläche (Taf. XXXII, Fig. 4) ist ca. 145 qcm und demnach der größte auftretende spezifische Auflagerdruck

$$p = \frac{15\,920}{145} = 110 \text{ kg/qcm}.$$

Der obere Lagerkopf hängt an 2 St. $1^3/_4$"-Schrauben, die einen kleinsten Querschnitt von $2 \cdot 11{,}341 = 22{,}682$ qcm im Kern besitzen. Für diese Schrauben wird im ungünstigsten Fall

$$\sigma_z = \frac{15\,920}{22{,}682} \approx 700 \text{ kg/qcm}.$$

Die Traverse, welche die Knotenpunkte b des Auslegers abstützt, wird durch ein größtes Biegungsmoment

$$M_b = \frac{15\,920}{2} \cdot 50 = 398\,000 \text{ cmkg}$$

belastet.

Für das Schraubenmittel ist

$$W = \frac{1}{6} \cdot 7{,}8 \cdot 28^2 = 1020 \text{ cm}^3,$$

$$\sigma_b = \frac{398\,000}{1020} = 390 \text{ kg/qcm}.$$

Der Königsstock ist auf Zerknickung beansprucht. Unter Voraussetzung des Belastungsfalls I (§ 11) würde bei der vorhandenen Knicklänge von 3300 mm und $\Theta = 13\,700$ cm⁴ die Sicherheit

$$n = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{2\,000\,000 \cdot 13\,700}{15\,920 \cdot 330^2} = 39.$$

Durch das untere Halslager des Schwenkwagens und die Abstützung des Wagens auf der Schwenkschiene ist der Königsstock, abgesehen von kleinen Bewegungen, oben seitlich gehalten, so daß die Sicherheit gegen Ausknicken noch wesentlich höher liegt, als vorstehend berechnet.

Laufräder: Den größten Druck bekommen die vorderen Laufräder; derselbe beträgt bei voller Last pro Rad $\frac{16535}{2}$, d. h. annähernd 8300 kg.

Die Räder haben einen Durchmesser von 500 mm und eine wirksame Breite der Lauffläche von ca. 5 cm; der zulässige Raddruck beträgt nach § 112

$$Q = 60 \cdot 5 \cdot 50 = 15000 \text{ kg}.$$

Für den Zapfen wird

$$M_b = \frac{8300 \cdot 26}{4} = 53950 \text{ cmkg}$$

$$W = 41{,}42 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{53950}{41{,}42} = 1303 \text{ kg/qcm}.$$

(Die Zapfen sind aus Stahl.)

Die Lauffläche (Weißmetall) der Räder in der Bohrung

$$f = 17 \cdot 7{,}5 = 127{,}5 \text{ qcm}$$

ergibt einen spezifischen Flächendruck

$$p = \frac{8300}{127{,}5} = 65 \text{ kg/qcm}.$$

3. Hubwerk. Bei voller Last ist unter Berücksichtigung einer Anhubbeschleunigung von 1,5 m/sek die Zugkraft des Seiles oberhalb des Hakens

$$2500 + 100 + \frac{(2500 + 100)}{9{,}81} \cdot 1{,}5 = 3000 \text{ kg}.$$

Das Seil läuft über die Auslegerrolle und geht dann direkt zur Trommel; mit $\eta = 0^2{,}97$ wird dann der größte Seilzug

$$\frac{3000}{0^2{,}97} = \text{ca. } 3200 \text{ kg}.$$

Demselben entspräche nach Tab. Nr. 21 ein Rundseil von 18 bis 20 mm Durchmesser; in der Ausführung ist ein 20 mm-Quadratseil gewählt.

Die durch den Trommeldurchmesser von 450 mm und die Zähnezahl der Zahnräder (20 : 160) festgelegte Übersetzung liefert unter Berücksichtigung des zu 95 % angenommenen Wirkungsgrades der Zahnradübertragung ein erforderliches nutzbares Umfangsmoment der Motorwelle für das Anheben der Vollast mit 1,5 m Beschleunigung von

$$M = 3200 \cdot 22{,}5 \cdot \frac{20}{160} \cdot \frac{1}{0{,}95} = 9500 \text{ cmkg}.$$

Der verwandte Motor leistet bei 340 Umdrehungen pro Minute und einem gebremsten Umfangsmoment von 7400 cmkg 35 PS (Normale Leistung int.) Nach § 81 kann dieser Motor beim Anlauf annähernd das doppelte Umfangsmoment entwickeln, reicht zum beschleunigten Anheben der Last

daher vollständig aus. Der Beharrungszustand verlangt ein Umfangsmoment von

$$M = \frac{2600}{0^2,97} \cdot 22,5 \cdot \frac{20}{160} \cdot \frac{1}{0,95} = 8200 \text{ cmkg},$$

das wären 111 % des normalen Wertes. Nach Fig. 256 würde die Tourenzahl des Motors in diesem Fall auf ca. 94 % der normalen, d. h. 320 pro Minute heruntergehen. Hieraus berechnet sich die Hubgeschwindigkeit bei Vollast im Beharrungszustand mit

$$320 \cdot \frac{20}{160} \cdot \frac{0,45 \cdot \pi}{60} = 0,94 \text{ m/sek.}$$

Bei leerem Haken ist für den Beharrungszustand das erforderliche Umfangsmoment der Motorwelle

$$M = 100 \cdot \frac{1}{0^2,97} \cdot 22,5 \cdot \frac{20}{160} \cdot \frac{1}{0,95} = 315 \text{ cmkg},$$

d. h.

$$\frac{315}{7400} \cdot 100 = 4,27\%$$

des Normalwertes. Nach Fig. 256 würde der Motor eine Geschwindigkeit von ca. 250 % der normalen annehmen, die Umlaufzahl würde 850 pro Minute, die zugehörige Hubgeschwindigkeit des Hakens wäre ca. 2,5 m/sek. Bei leerem Haken muß daher vorsichtig gesteuert werden, hier ist die Bremse, welche bei Stromunterbrechung automatisch eingreift, von besonderem Wert.

Beanspruchungen. Stirnräder: Teilung $0,8\,\pi$ cm, Radbreite 120 mm $= 15 \cdot m$. Nach Tab. Nr. 26 ist die zulässige Umfangskraft (Stahl) der Räder 1125 kg. Das Anzugsmoment des Motors, 14800 cmkg, erzeugt einen Zahndruck von $\frac{14800}{8} = 1850$ kg im alleräußersten Fall. Demselben entsprechend würde die genaue Zahnform, unter der Annahme, daß nur ein Zahn zurzeit wirksam ist, für das große Rad (Stahlguß) eine Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{1850 \cdot 1,5}{\frac{1}{6} \cdot 12 \cdot 1,5^2} = 620 \text{ kg/qcm},$$

und für das Ritzel (Schmiedestahl)

$$\sigma_b = \frac{1850 \cdot 1,5}{\frac{1}{6} \cdot 12 \cdot 1,2^2} = 960 \text{ kg/qcm}$$

ergeben. Die exakte doppelseitige Lagerung der Räder in einem gemeinsamen Gehäuse garantiert ruhigen, stoßfreien Lauf.

Die Achse des Ritzels ist auf Biegung und Verdrehung beansprucht:

$$M_d = 14800 \text{ cmkg}$$

$$M_b = \frac{1850}{2} \cdot 6 = 5550 \text{ cmkg}$$

$$M_c = 0{,}35 \cdot 5550 + 0{,}65 \sqrt{5550^2 + 14800^2}$$
$$= 12\,220 \text{ cmkg}$$
$$W = 33{,}67 \text{ cm}^3$$
$$\sigma_b = \frac{12\,220}{33{,}67} = 363 \text{ kg/qcm}.$$

Der spezifische Auflagerdruck wird

$$p = \frac{1850}{2 \cdot 7 \cdot 12} = 11 \text{ kg/qcm}.$$

Für die Lagerstellen der Trommelachse neben dem großen Zahnrad kommt nur Torsion in Betracht. Das konisch gebohrte Rad ist mittels gesicherter Mutter auf den Nabensitz (Neigung gegen die Achse 1 : 30) aufgezogen.

$$M_d = 1850 \cdot 0{,}95 \cdot 64 = 112\,500 \text{ cmkg}$$
$$\sigma_d = \frac{112\,500}{\frac{\pi}{16} \cdot 9^3} = \frac{112\,500}{143{,}14} = 785 \text{ kg/qcm}.$$

(Die Achse ist aus Stahl.)

Der äußere Zapfen der Trommelachse hat bei Anheben der Last aus tiefster Hakenstellung ein Biegungsmoment von ungefähr

$$M_b = 3200 \cdot \frac{600}{750} \cdot 6{,}5 = 16\,640 \text{ cmkg}$$

aufzunehmen.

$$W = 50{,}27 \text{ cm}^3$$
$$\sigma_b = \frac{16\,640}{50{,}27} = 330 \text{ kg/qcm}$$
$$p = \frac{3200 \cdot \frac{600}{750}}{8 \cdot 13} = 24{,}6 \text{ kg/qcm}.$$

4. Schwenkwiderstände, Schwenkwerk. Die Reibungswiderstände sind am größten bei vollbelastetem Kran. Raddruck (Vorderräder) 8300 kg pro Rad.

Widerstand der Zapfenreibung $2 \cdot 8300 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{3{,}75}{25} = 249$ kg

Widerstand der rollenden Reibung $2 \cdot \frac{8300}{500} = 33{,}2$ kg.

Zur Überwindung der Widerstände erforderliches Moment um die Schwenkachse

$$(249 + 33{,}2)\, 170 = 47\,980 \text{ cmkg},$$

Reibungsmoment des Spurzapfens bei Vollast

$$1965 \cdot 0{,}1 \cdot 11{,}5 = 2260 \text{ cmkg}.$$

Gesamtes erforderliches Schwenkmoment zur Überwindung der Reibung $= 50\,240$ cmkg.

Der Schwenkmotor leistet bei 525 Umdrehungen mit einem Umfangsmoment von 682 cmkg 5 PS. Unter Berücksichtigung eines Gesamt-

wirkungsgrades von 80 % für das Schwenkwerk entspräche demselben ein Schwenkmoment um die Schwenkachse von

$$682 \cdot 0{,}8 \cdot \frac{36}{2} \cdot \frac{121{,}5}{9} = 132\,580 \text{ cmkg.}$$

Das Trägheitsmoment des drehbaren Oberteiles des Krans mit voller Last berechnet sich zu ca. 41 200 m²kg. Das zur Erzielung einer Winkelbeschleunigung ν erforderliche Schwenkmoment wäre

$$41\,200 \cdot \nu \text{ mkg}$$

oder

$$4\,120\,000 \cdot \nu \text{ cmkg.}$$

Der Motor kann nach § 81 ein Anlaufmoment von $2 \cdot 682$ cmkg, d. h. ein Anschwenkmoment von

$$2 \cdot 132\,580 = 265\,160 \text{ cmkg}$$

äußern. Zur Beschleunigung würden

$$265\,160 - 50\,240 = 214\,920 \text{ cmkg}$$

zur Verfügung stehen. Hiermit würde bei voller Last eine Winkelbeschleunigung von

$$\frac{214\,920}{4\,120\,000} = 0{,}052$$

erzielt, d. h. die Last würde mit ca. 0,5 m Beschleunigung, am Lasthaken gemessen, angeschwenkt.

Der leere Kran erfordert zur Überwindung der Reibung

$$\text{für die Laufräder } 47\,980 \cdot \frac{2200}{16\,600} = 6360 \text{ cmkg,}$$

$$\text{für den Spurzapfen } 2260 \cdot \frac{13\,420}{1965} = 15\,460 \text{ cmkg,}$$

insgesamt also 21 820 cmkg.

Für die Beschleunigung verbleiben demnach noch

$$265\,160 - 21\,820 = 243\,340 \text{ cmkg.}$$

Das Trägheitsmoment der zu schwenkenden Massen ist bei leerem Haken nur

$$\left(41\,200 - \frac{2500}{9{,}81} \cdot 10^2{,}7\right) = 41\,200 - 29\,200 = 12\,000 \text{ m}^2\text{kg}$$

Das der Winkelbeschleunigung ν entsprechende Schwenkmoment wäre jetzt

$$12\,000 \cdot \nu \text{ mkg oder } 1\,200\,000 \cdot \nu \text{ cmkg.}$$

Das verfügbare Schwenkmoment würde eine Winkelbeschleunigung bei leerem Haken von

$$\nu = \frac{243\,340}{1\,200\,000} \approx 0{,}2$$

ergeben, der Kran würde mit

$$0{,}2 \cdot 10{,}7 = 2{,}14 \text{ m}$$

Beschleunigung, am Lasthaken gemessen, anschwenken.

Für den Beharrungszustand würden sich folgende Geschwindigkeiten berechnen:

Bei voller Last würde das Reibungsmoment

$$\frac{50\,240}{132\,580} \approx 40\,\%$$

des Normalwertes für den Motor betragen; die Umdrehungszahl würde sich nach Fig. 256 auf annähernd 150 %, d. h. $1{,}5 \cdot 525 \approx 790$ pro Minute einstellen. Damit würde die Schwenkgeschwindigkeit des Beharrungszustandes

$$790 \cdot \frac{2}{36} \cdot \frac{10}{125} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 10{,}7}{60} = 3{,}9 \text{ m/sek.}$$

Bei leerem Haken ist das Reibungsmoment 21 820 cmkg, d. h.

$$\frac{21\,820}{132\,580} = 16{,}5\,\%$$

des Normalwertes für den Motor; die Umlaufzahl desselben würde auf (s. Fig. 256)

$$2{,}1 \cdot 525 = 1100 \text{ pro Minute}$$

steigen, der Haken würde mit

$$3{,}9 \cdot \frac{1100}{790} = 5{,}43 \text{ m/sek}$$

geschwenkt.

Hieraus ergibt sich, daß wie der Hubmotor, so auch der Schwenkmotor mit Aufmerksamkeit zu steuern ist; die Zweckmäßigkeit der Schwenkwerksbremse geht ohne weiteres aus diesen Zahlen hervor.

Beanspruchung der Schwenkwerkteile: Schneckentrieb: Die Umfangskraft des Schneckenrades ist im Moment des Anschwenkens

$$2 \cdot 682 \cdot 0{,}85 \cdot \frac{36}{2} \cdot \frac{1}{23{,}65} = 880 \text{ kg.}$$

Tab. Nr. 26 läßt mit Rücksicht auf Festigkeit der Zähne (Teilung $1^5/_8''$, Modul ca. 1,3 (cm), Zahnbreite am Fuß gemessen 7,8 cm, $b =$ ca. $6 \cdot m$) eine größte Umfangskraft von

$$P = \frac{325 + 450}{2} \cdot 2 = 775 \text{ kg}$$

zu; Nachrechnung der Zähne an Hand der ausgeführten Zahnform ergibt, wenn nur ein Zahn als tragend angenommen wird, eine Biegungsbeanspruchung von

$$\sigma_b = \frac{880 \cdot 2{,}5}{\frac{1}{6} \cdot 7{,}8 \cdot 2^2{,}15} = 367 \text{ kg/qcm.}$$

Beim Schwenken mit Vollast im Beharrungszustand ist die Umfangskraft des Schneckenrades

$$P = 682 \cdot \frac{50\,240}{132\,580} \cdot 0{,}85 \cdot \frac{36}{2} \cdot \frac{1}{23{,}65} \approx 170 \text{ kg.}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke berechnet sich aus der zugehörigen Umdrehungszahl des Motors zu

$$v = \frac{\pi \cdot 0{,}07 \cdot 790}{60} = 2{,}9 \text{ m/sek.}$$

Tab. Nr. 27 gestattet mit Rücksicht auf Erwärmung und Abnützung, da der Betrieb des Schneckentriebs mit größeren Unterbrechungen vor sich geht, eine Umfangskraft im Beharrungszustand bis zu

$$P = 1{,}1 \cdot t^2 \cdot 27{,}5 = 1{,}1 \cdot 4^2{,}13 \cdot 27{,}5 = 520 \text{ kg.}$$

Mit 180 kg sind die Zahnflanken nur niedrig beansprucht.

Größtes Drehmoment der Schneckenwelle $2 \cdot 682 = 1364$ cmkg. Größtes Biegungsmoment in der Mitte zwischen den Lagern der Schnecke

$$M_b = \frac{880}{tg\ 75^\circ} \cdot \frac{37}{4} = 2180 \text{ cmkg}$$

$$M_c = 0{,}35 \cdot 1364 + 0{,}65 \sqrt{2180^2 + 1364^2} = 2150 \text{ cmkg}$$

$$W = 7{,}274 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{2150}{7{,}274} \approx 300 \text{ kg/qcm.}$$

Der größte Druck auf eine Kugel der Spurlager beträgt

$$p = \frac{880}{24} = 36{,}7 \text{ kg.}$$

Derselbe darf nach § 99, Tab. Nr. 25

$$p = (30 \text{ bis } 50) \cdot 1^2{,}3 = 51 \text{ bis } 85 \text{ kg}$$

betragen.

Die Schneckenradwelle erhält ihre größte Beanspruchung kurz unterhalb der unteren Lagerstelle.

Die größte Umfangskraft des Schwenkritzels tritt im Moment des Anschwenkens mit voller Last auf

$$P = 2 \cdot 682 \cdot 0{,}85 \cdot \frac{36}{2} \cdot \frac{1}{9} \approx 2300 \text{ kg.}$$

Für die Welle wird mit dieser Kraft

$$M_b \approx 2300 \cdot 6 = 13\,800 \text{ cmkg}$$

$$M_d = 2300 \cdot 9 = 20\,700 \text{ cmkg}$$

$$M_c = 0{,}35 \cdot 13\,800 + 0{,}65 \sqrt{13\,800^2 + 20\,700^2} = 21\,000 \text{ cmkg}$$

$$W = 60{,}292 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{21\,000}{60{,}292} = 350 \text{ kg/qcm.}$$

Die Umfangskraft des Schwenkritzels (Stahlguß) dürfte nach Tab. Nr. 26 ($m = 1{,}8$ [cm], $b = 7 \cdot m$)

$$P = 850 \cdot 3 = 2550 \text{ kg}$$

betragen.

Die Zähne weisen unter Berücksichtigung der ausgeführten Zahnform folgende Beanspruchungen auf:

$$\text{Trieb (Stahlguß):}\quad \sigma_b = \frac{2300 \cdot 3}{\frac{1}{6} \cdot 13 \cdot 2^2{,}3} = 600 \text{ kg/qcm.}$$

$$\text{Zahnkranz (Gußeisen):}\quad \sigma_b = \frac{2300 \cdot 3}{\frac{1}{6} \cdot 14{,}5 \cdot 3^2{,}4} = 247 \text{ kg/qcm.}$$

5. Nebenbeanspruchungen des Auslegers beim Anschwenken mit voller Last. Wenn an der Auslegerrolle eine wagerechte Kraft von 100 kg angreift, so erzeugt diese in den einzelnen Gliedern des Stabes 2 (Taf. XXXIII, Fig. 1) Stabkräfte, wie sie durch den Kräfteplan Taf. XXXIII, Fig. 7 dargestellt sind; die Diagonalen werden auf Zug, die Horizontalen auf Druck beansprucht; je nach der Schwenkrichtung oder dem Anlauf bzw. Auslauf nehmen die rechts- oder die linkssteigenden Diagonalen den Zug auf. Die Diagonalen und Horizontalen sind am Ende durch je ein einschnittiges 20 mm-Niet angeschlossen, welches bei einer zulässigen Schubbeanspruchung von 400 kg/qcm eine Kraft von 1250 kg übertragen kann. Diese Kraft würde in dem am höchsten beanspruchten Stab 2 des Kräfteplans Fig. 7 durch eine äußere Kraft P von

$$100 \cdot \frac{1250}{275} = 455 \text{ kg}$$

erzeugt. Würde dieser Betrag als Beschleunigungskraft für Vollast und Hakengewicht auftreten, so wäre eine Beschleunigung

$$k = \frac{455}{\frac{2500 + 100}{9{,}81}} = \frac{455 \cdot 9{,}81}{2600} = 1{,}72 \text{ m}$$

zulässig; der Motor schwenkt mit nur 0,5 m Beschleunigung an, die Beanspruchung der Nieten bleibt in sehr niedrigen Grenzen, so daß auch hinsichtlich der zusätzlichen Beanspruchung des Kranträgers durch Massenwirkung hinreichende Sicherheit gegeben ist.

Die bei 0,5 m Schwenkbeschleunigung bei voller Last auftretende größte zusätzliche Druckbeanspruchung im Hauptträger der Auslegerstrebe beträgt nach dem Kräfteplan Fig. 7

$$P = 676 \cdot \frac{\frac{2600}{9{,}81} \cdot 0{,}5}{100} \approx 900 \text{ kg.}$$

Die unteren Anschlußnieten haben bei Anhub der Last $\frac{22\,000}{2} = 11\,000$ kg aufzunehmen und sind hierbei mit 319 kg/qcm (vgl. unter 1) auf Schub beansprucht. Beim Anschwenken mit Vollast würde diese Beanspruchung auf

$$\tau = 319 \cdot \frac{11\,900}{11\,000} = 345 \text{ kg/qcm,}$$

unwesentlich steigen.

6. Portal. Unterstützung des Königsstocks:

Größte Belastung desselben nach 2. . . .	15920 kg
Eigengewicht	830 »
Größter Gesamtdruck auf die Unterstützung	16750 kg.

Derselbe wird durch ein Doppelkreuz aus [-N.-P. Nr. 30-Trägern aufgenommen, welches an der Unterstützungsstelle durch eine obere und untere Gurtplatte von 15 mm verstärkt ist. Jedes der acht Trägerenden ist als eingespannter Freiträger anzusehen, am äußeren Ende mit

$$\frac{16750}{8} = 2094 \text{ kg}$$

belastet.

$$M = 2094 \cdot 95 \sim 200000 \text{ cmkg}$$

$$W = 535 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{200\,000}{535} = 374 \text{ kg/qcm.}$$

Die senkrecht zur Uferkante liegenden Träger laufen durch, während die Querträger geteilt sind. Für dieselben ist die Schubbeanspruchung der Nieten in der Einspannungsstelle des aus der Rosette austretenden Teiles am größten. Es wird nach § 125 für die Gurtungsnieten (Teilung 76,6 mm):

$$\Delta M = 2 \cdot 2094 \cdot 7{,}66 = 32\,000 \text{ cmkg (für beide Träger).}$$

Das mittlere Trägheitsmoment des gesamten Querschnitts unter Berücksichtigung der Nietverschwächung (23 mm-Niete) und einer mittleren Gurtungsbreite von 1200 mm ist nach Tab. Nr. 41

$$\Theta = 99\,100 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{99\,100}{\frac{33}{2}} = 6000 \text{ cm}^3$$

$$\Delta \sigma = \frac{32\,000}{6000} \sim 5{,}3 \text{ kg/qcm}$$

$$\Delta K = 5{,}3\,(120 - 2 \cdot 2{,}3) \cdot 1{,}5 \sim 920 \text{ kg.}$$

Wirksamer Nietquerschnitt

$$f = 2 \cdot \frac{2^2{,}3\,\pi}{4} = 8{,}3 \text{ qcm,}$$

Schubbeanspruchung $\tau = \frac{920}{8{,}3} \sim 110$ kg/qcm,

Druck in der Lochwand

$$p = \frac{920}{2 \cdot 2{,}3 \cdot 1{,}5} \sim 135 \text{ kg/qcm.}$$

Am äußeren Auflager ist die durch den Druck des Königsstocks erzeugte Querkraft für jeden Träger $\frac{16750}{8} = 2094$ kg. Dieselbe wird durch Nietverbindungen von dem Träger auf Anschlußbleche, von di

auf stehende Winkel und schließlich auf die Hauptträger übertragen. Kleinste Nietzahl 9 (23 mm Durchmesser, einschnittig). Mithin

$$f = 9 \cdot 4{,}15 = 37{,}35 \text{ qcm}$$

$$\tau = \frac{2094}{37{,}35} \approx 56 \text{ kg/qcm.}$$

Trifft starker Wind (50 kg/qm) den Oberteil des Krans von rückwärts, so erzeugt derselbe ein Moment von ungefähr

$$50 \cdot 2{,}5 \cdot 3 \cdot 180 = 67\,500 \text{ cmkg.}$$

Dieses Moment ist allein von zwei Unterstützungsträgern aufzunehmen, wenn der Ausleger in ihrer Mittelebene steht, und zwar kommt auf jedes Trägerende ein Viertel dieses Momentes mit 16875 cmkg, welches auf der Windseite der Gewichtswirkung entgegenwirkt, auf der anderen Seite dieselbe unterstützt. Da das Moment $\frac{16875}{200\,000} \cdot 100 \approx 8^1/_2\,\%$ des Gewichtsmomentes beträgt, so findet durch dasselbe eine diesem Betrag entsprechende Mehrbelastung sämtlicher Verbindungsteile statt.

Um das Material des Zahnkranzes für das Schwenkwerk nicht zu ungünstig zu beanspruchen, ist es notwendig, daß derjenige Unterstützungsträger, in dessen Nähe das Schwenkritzel steht, den größten Zahndruck (2300 kg, s. unter 4.) allein aufnimmt.

Der äußere Hauptquerträger für die Unterstützung der Schwenkschiene erhält seine größte Beanspruchung, wenn der vollbelastete Ausleger direkt über Trägermitte steht. Unter der Annahme, daß der neben dem Hauptträger liegende, niedrige Gitterträger sich an der Aufnahme der Belastung nicht beteiligt, berechnet sich für diesen Belastungsfall mit dem unter 2. berechneten Raddruck von 8300 kg

$$M_b = 8300 \left(\frac{340}{2} - 40\right) = 1\,079\,000 \text{ cmkg.}$$

Das in unveränderter Höhe durchlaufende Profil besteht aus 4 ⌊ 80 × 80 × 12, einem Stege 700 × 10, Nieten 23 mm. Das Trägheitsmoment ist unter Berücksichtigung der Verschwächung durch die Stegnietung nach Tab. Nr. 41

$$\Theta = 91\,026 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{91\,026}{35} \approx 2600 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{1\,079\,000}{2600} = 415 \text{ kg/qcm.}$$

Für die Beanspruchung der Stegnietung wird (s. § 125)

$$\Delta M = 8300 \cdot 11{,}8 = 98\,000 \text{ cmkg}$$

(größte Nietteilung 118 mm)

$$\Delta \sigma = \frac{98\,000}{2600} \approx 38{,}0 \text{ kg/qcm.}$$

Querschnitt der Gurtwinkel, verschwächt

$$f = 2 \cdot 17{,}0 - 2 \cdot 2{,}3 \cdot 1{,}2 \approx 30 \text{ qcm}$$

$$\Delta K = 30 \cdot 38 = 1140 \text{ kg.}$$

Größte Schubbeanspruchung der (zweischnittigen) Nieten

$$\tau = \frac{1140}{2 \cdot 4{,}15} \approx 140 \text{ kg/qcm.}$$

Druck in der Lochwand (am größten im Steg)

$$p = \frac{1140}{1{,}0 \cdot 2{,}3} \approx 500 \text{ kg/qcm.}$$

Schubbeanspruchung der Nieten am Auflager der Querträger (7 zweischnittige 23 mm-Niete)

$$\tau = \frac{8300}{14 \cdot 4{,}15} = 143 \text{ kg/qcm}$$

$$p = \frac{8300}{7 \cdot 1{,}0 \cdot 2{,}3} = 515 \text{ kg/qcm.}$$

H a u p t t r ä g e r: Die größte Beanspruchung tritt auf, wenn der voll belastete Ausleger parallel zur Kaikante steht.

Belastungsschema s. Taf. XXXIII, Fig. 6.

Mit Rücksicht auf Festigkeitsuntersuchungen in den verschiedenen Querschnitten ist das Eigengewicht des Trägers in den Punkten S_1—S_8 konzentriert gedacht. Das Portal ist als an der Oberschine festgeklammert angenommen.

W a g e r e c h t e r S c h e n k e l: Gerechnet als auf zwei Stützen frei aufliegender Balken. Für die verschiedenen Schnitte der Fig. 6 ergibt die Rechnung:

Schnitt a (750 mm vom Auflager A_1); Trägerhöhe 400 mm.

Unter Vernachlässigung der Nietlöcher wird nach Tab. Nr. 41

$$\Theta = 28\,268 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{28\,268}{20} = 1413 \text{ cm}^3.$$

Nach Fig. 6 ist

$$M_b = 3740 \cdot 75 - 400 \cdot 45 = 262\,500 \text{ cmkg}$$

$$\sigma_b = \frac{262\,500}{1413} = 185 \text{ kg/qcm.}$$

Nietteilung in der Nähe des Schnittes 121,4 mm

$$\Delta M = (3740 - 400)\,12{,}14 = 40\,550 \text{ cmkg}$$

$$\Delta \sigma = \frac{40\,550}{1413} = 28{,}7 \text{ kg/qcm}$$

Der Steg ist 10 mm stark, die Gurtung besteht aus 2 ∟ 90 × 90 × 11, die Nieten haben 23 mm Durchmesser.

Zunahme der Gurtungskraft von Niet zu Niet (unter Vernachlässigung der Querschnittsverschwächung durch die Nietlöcher)

$$\Delta K = 2 \cdot 18{,}7 \cdot 28{,}7 = 1075 \text{ kg,}$$

Schubbeanspruchung der (zweischnittigen) Stegnieten

$$\tau = \frac{1075}{2 \cdot 2{,}3^2 \frac{\pi}{4}} \approx 130 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifischer Druck in der Lochwand des Steges

$$p = \frac{1075}{1 \cdot 2{,}3} = 470 \text{ kg/qcm.}$$

In ähnlicher Weise wird für Schnitt b (2750 mm vom Auflager):

$$M_b = 3740 \cdot 275 - 400 \cdot 245 - 300 \cdot 115 = 896\,000 \text{ cmkg}$$

$$\Theta = 57\,758 \text{ cm}^4 \; (h = 540 \text{ mm})$$

$$W = \frac{57\,758}{27} = 2140 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{896\,000}{2140} \approx 420 \text{ kg/qcm.}$$

Nietteilung = 121,4 mm

$$\Delta M = (3740 - 400 - 300) \cdot 12{,}14 \approx 36\,900 \text{ cmkg}$$

$$\Delta \sigma = \frac{36\,900}{2140} = 17{,}2 \text{ kg/qcm}$$

$$\Delta K = 2 \cdot 18{,}7 \cdot 17{,}2 = 643 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{643}{2 \cdot 4{,}15} = 77{,}5 \text{ kg/qcm}$$

$$p = \frac{643}{1 \cdot 2{,}3} = 280 \text{ kg/qcm.}$$

Schnitt c (5000 mm vom Auflager):

$$M_b = 3740 \cdot 500 - 400 \cdot 470 - 300 \cdot 340 - 120 \cdot 225 - 300 \cdot 110 =$$
$$= 1\,520\,000 \text{ cmkg}$$

$$\Theta = 142\,048 \text{ cm}^4 \; (h = 740 \text{ mm})$$

$$W = \frac{142\,048}{37} = 3840 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{1\,520\,000}{3840} \approx 400 \text{ kg/qcm.}$$

Größte Nietteilung in der Nähe des Schnitts, nach dem Auflager zu $t = 114{,}4$ mm

$$\Delta M = (3740 - 400 - 300 - 120 - 300)\, 11{,}44 =$$
$$= 2620 \cdot 11{,}44 = 30\,000 \text{ cmkg}$$

$$\Delta \sigma = \frac{30\,000}{3840} \approx 8 \text{ kg/qcm,}$$

d. h. kleiner als unter b.

Schnitt d (8785 mm von A_1 entfernt):

$$M_b = 3740 \cdot 878{,}5 - 400 \cdot 848{,}5 - 300 \cdot 718{,}5 - 120 \cdot 603{,}5$$
$$- 300 \cdot 488{,}5 - 120 \cdot 378{,}5 - 350 \cdot 248{,}5 - 250 \cdot 128{,}5$$
$$= 2\,347\,150 \text{ cmkg}$$

$$\Theta = 171\,154 \text{ cm}^4 \; (h = 900 \text{ mm})$$

(hier unter Berücksichtigung der Verschwächung des Profils durch die Stegnieten gerechnet)

$$W = \frac{171\,154}{45} = 3800 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{2\,347\,150}{3800} \approx 615 \text{ kg/qcm.}$$

Für den Schnitt in der Kraftrichtung 16600 (e) ist

$$M_b \approx 2\,400\,000 \text{ cmkg}$$

$$\sigma_b = \frac{2\,400\,000}{3800} = 630 \text{ kg/qcm.}$$

Unmittelbar rechts von Schnitt e ist

$$\Delta M = (3740 - 400 - 300 - 120 - 300 - 120 - 350 - 250 - \\ - 450 - 16\,600 - 300)\,10{,}9 = -15\,450 \cdot 10{,}9 = -168\,400 \text{ cmkg.}$$

Größte Nietteilung unmittelbar rechts von Schnitt $e = 109$ mm

$$\Delta \sigma = \frac{168\,400}{3800} = 44 \text{ kg/qcm}$$

$$\Delta K = 2 \cdot 18{,}7 \cdot 44 = 1645 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{1645}{2 \cdot 4{,}15} = 200 \text{ kg/qcm}$$

$$p = \frac{1645}{1 \cdot 2{,}3} = 715 \text{ kg/qcm.}$$

In der Nähe des Schnittes e ist eine Steglasche angeordnet. Für dieselbe ist nach § 126

$$\Theta_l = \Theta_s$$

zu setzen. Nach Tab. Nr. 41 ist (Höhe 900 mm, Stärke 10 mm)

$$\Theta_s = 60\,750 \text{ cm}^4.$$

Nach derselben Tab. Nr. 41 ergibt 1 cm Breite bei nur 720 mm Höhe ein Trägheitsmoment von 31 104 cm^4. Jede Lasche müßte demnach

$$\frac{60\,750}{2 \cdot 31\,104} = 0{,}98 \text{ cm} = 9{,}8 \text{ mm}$$

Schnitt durch die Laschen und den Steg.

Fig. 474.

stark sein; die Stärke wäre nach § 126 um ca. 25 % zu erhöhen. Demnach würden zwei Laschen von je 12 mm Stärke erforderlich. In der Ausführung sind die Laschen 8 mm stark; es werden daher die Gurtungswinkel im Stoß etwas höher beansprucht als im durchlaufenden Träger.

Nach den ausgeführten Abmessungen der Laschenverbindung ergeben sich in den am ungünstigsten beanspruchten Querschnitten folgende Festigkeitsverhältnisse:

a) Im Schnitt durch die äußerste senkrechte Nietreihe der Lasche hat der Träger selbst noch das ganze Biegungsmoment aufzunehmen ($M_b = 2\,400\,000$ cmkg). Der durch die Stegnieten der Gurtung und die Laschennieten geschwächte Querschnitt des Profils (Fig. 474 b) ergibt das in nachfolgender Tabelle berechnete Trägheitsmoment.

Nr.		*h*	*b*	+	—
1	+	90,0	19,0	607 500 546 750	
2	—	87,8	19,0		564 030 507 627
	+	87,8	3,2	169 209 11 281	
3	—	82,2	3,2		138 853 9 257
4	+	77,6	3,2	116 822 7 788	
5	—	72,0	3,2		93 312 6 221
	+	72,0	1,0	31 104	
6	—	66,4	1,0		24 396
7	+	61,8	1,0	19 669	
8	—	45,0	1,0		7 594
9	+	40,4	1,0	5 495	
10	—	23,6	1,0		1 095
11	+	19,0	1,0	572	
12	—	2,3	1,0		—

$$+\ 1\,516\,190$$
$$-\ 1\,352\,385$$
$$\Theta = 163\,805 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{163\,805}{45} = 3640 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{2\,400\,000}{3640} = 660 \text{ kg/qcm.}$$

b) Im Schnitt durch die dem Stoß der Stegplatten zunächst liegende Nietreihe ist das Biegungsmoment ($M_b = 2\,400\,000$ cmkg) durch Gurtung und Laschen allein aufzunehmen. Wie oben für den Träger, so rechnet sich hier für den Querschnitt Fig. 474 a das Trägheitsmoment

$$\Theta = 155\,756 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{155\,756}{45} = 3460 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{2\,400\,000}{3460} \backsim 700 \text{ kg/qcm,}$$

d. h. etwas höher als im Trägerquerschnitt.

c) Beanspruchung der Laschennieten auf Abscherung: Die Spannung in der äußersten Faser der Laschen ist

$$\sigma_b' = 700 \cdot \frac{36}{45} = 560 \text{ kg/qcm.}$$

Das Widerstandsmoment beider Laschen allein in dem unter b) angenommenen Schnitt berechnet sich nach Tab. Nr. 41 zu

$$W_l = \frac{\Theta_l}{36} = \frac{38\,006}{36} = 1056 \text{ cm}^3.$$

Von dem Gesamtbiegungsmoment von 2400000 cmkg nehmen die Laschen den Betrag

$$M_l = W_l \cdot \sigma_b{}^l = 1056 \cdot 560 = 591\,000 \text{ cmkg}$$

auf; derselbe ist von den Nieten zu übertragen. Für sämtliche Laschennieten auf einer Seite des Stoßes ist

$$\Theta_p = \Sigma \cdot f \cdot d^2 = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4{,}15\,(0 + 10^2{,}65 + 21^2{,}35 + 32{,}05^2) =$$
$$= 3 \cdot 16{,}6 \cdot 1596{,}5 \doteq 79\,500 \text{ cm}^4.$$

Der Abstand der am weitesten von der neutralen Achse entfernten Niete beträgt 320 mm, so daß

$$\tau_d = \frac{591\,000}{\frac{79\,500}{32}} \doteq 240 \text{ kg/qcm}.$$

Die größte zu berücksichtigende Vertikalkraft (siehe unter Schnitt *e* des Hauptträgers) beträgt 15450 kg.

Dieselbe erzeugt für die Nieten ein

$$\tau_s = \frac{15\,450}{2 \cdot 21 \cdot 4{,}15} = 89 \text{ kg/qcm}.$$

Die resultierende Schubbeanspruchung der äußersten Nieten (oben und unten) wird hiernach

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau_d{}^2 + \tau_s{}^2} = \sqrt{240^2 + 89^2} = 256 \text{ kg/qcm}.$$

Senkrechter Schenkel des Hauptträgers: Derselbe erhält seine höchste Beanspruchung, wenn der vollbelastete Ausleger direkt über einer Portalecke (ca. 45° zur Kaikante) steht. Der durch die Raddrücke erzeugte Druck auf die Stütze berechnet sich in dieser Stellung zu ca.

$$\frac{8300 \cdot 2700}{3400} + \frac{8300 \cdot 10\,000}{10\,635} = 6600 + 7800 = 14\,400 \text{ kg}.$$

Die Belastung durch Eigengewicht des Trägers ist nach Taf. XXXIII, Fig. 6 ca. 18050—1500 = 16550 kg. Die gesamte Belastung der Stütze beträgt hiernach im ungünstigsten Falle 30950 kg.

Das Laufrad steht nicht direkt unter der Stütze (Taf. XXXIII, Fig. 5), die Auflagerreaktion verteilt sich auf die Punkte *a* und *b*. Es wird sich daher auch im Punkte *c* der Druck der Stütze (30950 kg) teilen, und zwar gehen in den unteren Teil nur

$$30\,950 \cdot \frac{500}{1300} \doteq 11\,900 \text{ kg}$$

über, während der Restbetrag von 19050 kg sich nach den Richtungen *c d* und *c a* zerlegt. Die Kraft in Richtung von *c d* wird dann

$$19\,050 \cdot \frac{1300}{3000} = 8255 \text{ kg}$$

und die Kraft in der Stütze *a c*

$$\sqrt{19\,050^2 + 8255^2} = 20\,760 \text{ kg}.$$

Die freie Knicklänge der Stütze cb ist 2150 mm, der mittlere Querschnitt ($h = 500$ mm) hat ein kleinstes $\Theta = 1304$ cm⁴, gegen Ausknickung (Fall IV, § 11) ist eine Sicherheit vorhanden

$$n = \frac{4\,\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 1304}{11\,900 \cdot 215^2} = 188.$$

(Unter der vereinfachenden Annahme, daß die Stütze die ganze Kraft aufnimmt und auf den unteren Fahrwerksträger überträgt, würde auf der am ungünstigsten beanspruchten Strecke cb (Fig. 5) noch eine Sicherheit gegen Ausknicken von

$$n = \frac{4\,\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 1304}{30\,950 \cdot 215^2} = 72{,}5$$

vorhanden sein.)

Die untere Verbindung mit dem Fahrwerksträger ist durch 32 St. einschnittige 23 mm-Nieten gebildet

$$f = 32 \cdot 4{,}15 \doteq 133 \text{ qcm}$$

$$\tau = \frac{11\,900}{133} \doteq 90 \text{ kg/qcm}.$$

(Selbst wenn die senkrechte Stütze die ganze Last von 30950 kg trägt, steigt die Beanspruchung der Nieten auf nur $90 \cdot \frac{30\,950}{11\,900} \doteq 234$ kg/qcm).

Strebe ac: Besteht aus 2 ⊏-N.-P. Nr. 16, ist gegen seitliches Ausknicken durch einen auf halber Länge angeordneten Riegel aus Flacheisen gesichert.

Freie Knicklänge bei horizontaler Ausknickung 1000 mm

$$\Theta = 2 \cdot 85{,}3 = 170{,}6 \text{ cm}^4$$

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 170{,}6}{20\,760 \cdot 100^2} = 16{,}4.$$

Freie Knicklänge bei vertikaler Ausknickung 2200 mm

$$\Theta = 2 \cdot 925 = 1850 \text{ cm}^4$$

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2\,000\,000 \cdot 1850}{20\,760 \cdot 220^2} = 37.$$

Oberer Anschluß: 14 St. einschnittige 20 mm-Nieten

$$\tau = \frac{20\,760}{14 \cdot 3{,}14} = 472 \text{ kg/qcm}.$$

Unterer Anschluß: 16 St. Nieten desgl.

$$\tau = \frac{20\,760}{16 \cdot 3{,}14} = 413 \text{ kg/qcm}.$$

Fahrwerksträger (Stab ab):

$$M_b = 19\,050 \cdot 50 = 952\,500 \text{ cmkg}.$$

Der Querschnitt des Trägers besteht aus 4 ∟ 90 × 90 × 13, 2 Stegen 450 × 10, die Stegnieten der Gurtungswinkel haben 20 mm Durchmesser. Mithin (nach Tab. Nr. 41) $\Theta = 43\,406$ cm⁴

$$W = \frac{43\,406}{22{,}5} = 1930 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{952\,500}{1930} = 494 \text{ kg/qcm}.$$

Größte Nietteilung 77 mm

$$\Delta M = 19050 \cdot 7{,}7 = 146\,700 \text{ cmkg}$$

$$\Delta \sigma = \frac{146\,700}{1930} = 76 \text{ kg/qcm.}$$

Gurtungsquerschnitt unter Berücksichtigung der Verschwächung durch die Nietlöcher

$$f = 2 \cdot 21{,}8 - 2 \cdot 1{,}3 \cdot 2{,}3 = 37{,}6 \text{ qcm}$$

$$\Delta K = 37{,}6 \cdot 76 \approx 2860 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{2860}{2 \cdot 4{,}15} = 345 \text{ kg/qcm.}$$

(Bei 30950 kg Belastung der Stütze *cb* wird unter Vernachlässigung der Abstützung durch die Strebe *ac*

$$M_b = 30\,950 \cdot 80 = 2\,476\,000 \text{ cmkg}$$

$$\sigma_b = \frac{2\,476\,000}{1930} = 1280 \text{ kg/qcm).}$$

Diagonalverband der Hauptträger: Die größte seitliche Beanspruchung tritt auf, wenn der voll belastete Ausleger senkrecht zur Uferkante steht.

Der auf den Oberteil des Krans wirkende Winddruck (angenommen ca. 60 kg/qm) im Betrage von ca. 1400 kg wird durch den Königsstock auf das Portal übertragen und greift hier als Einzellast an. Zur Untersuchung der Beanspruchung des Diagonalverbandes kann angenommen werden, daß an den in Fig. 6 mit *mnop* bezeichneten Teil des Portales ein wagrechtes und ein senkrechtes Fachwerkssystem angeschlossen ist (Fig. 3 und 4). Beide Systeme sind wegen der Möglichkeit verschiedener Windrichtung mit Gegendiagonalen ausgeführt, die Diagonalen als längste Systemstäbe sollen nur Zugkräfte aufnehmen. Der mittlere Teil (*mnop*, Fig. 6) des Portals hat einen Winddruck von ca. 240 kg aufzunehmen, so daß beide Systeme gemeinsam einer Querkraft von 1640 kg ausgesetzt sind. Mit Bezug auf die durch Unter- und Oberschiene gelegten Vertikalebenen entsprechen dieser Kraft zwei wagrechte Auflagerreaktionen, die durch Schienenreibung geäußert werden. Diese Reaktionen berechnen sich zu

$$B_1 = \frac{1640 \cdot 1500}{10\,680} = 230 \text{ kg (Oberschiene)}$$

$$B_2 = \frac{1640 \cdot 9180}{10\,680} = 1410 \text{ kg (Unterschiene).}$$

Für das wagrechte System entwickelt sich, wenn der auf die Seitenwand des Trägers wirkende Winddruck in den Knotenpunkten in entsprechenden Beträgen konzentriert wird, das in Fig. 4 angegebene Belastungsschema nebst Kräfteplan.

Das senkrechte System kann als ein stehender Träger angesehen werden, welcher nach dem Schema Fig. 3 belastet ist, die durch den Oberteil des Krans und den Trägerteil *mnop* (Fig. 6) geäußerte Seitenkraft von 1410 kg greift an der oberen Spitze dieses Trägers an.

Die Diagonalen des wagrechten Systems bestehen aus Flacheisen, 80 × 10 mm, und sind am Ende durch je drei einschnittige 20 mm-Nieten angeschlossen. Die größte auftretende Stabkraft beträgt nach dem Kräfteplan ca. 550 kg. Mithin wird

$$\sigma_z = \frac{550}{(8-2)\cdot 1} = 92 \text{ kg/qcm}$$

und für die Nieten

$$\tau = \frac{550}{3 \cdot 3{,}14} = 58{,}5 \text{ kg/qcm.}$$

Im senkrechten System ist die größte Diagonalkraft ca. 2000 kg. Der Stab ist aus 2 ⊥-Eisen, 120 × 60 × 10, gebildet, der Anschluß ist durch je 2 × 5 einschnittige 20 mm-Nieten bewirkt. Hiernach wird

$$\sigma_z = \frac{2000}{2\cdot 17 - 4\cdot 2\cdot 1} = \frac{2000}{26} = 77 \text{ kg/qcm}$$

$$\tau = \frac{2000}{10 \cdot 3{,}14} = 63{,}7 \text{ kg/qcm.}$$

Die Beanspruchung würde selbst bei stärkstem Winde (vgl. Tab. Nr. 34, S. 262) in mäßigen Grenzen bleiben, würde auch durch seitliche Massenkräfte nur unwesentlich erhöht.

Beispiel Nr. 9.

Dreimotorenlaufkran für Gleichstrombetrieb; Spannweite 21,1 m, Tragfähigkeit 26 t.

Erbauer: Eisenwerk, vorm. Nagel & Kaemp, Aktiengesellschaft Hamburg.

Elektrische Ausrüstung: Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. Schuckert & Co., Nürnberg.

Arbeitsplatz: Elektrizitätswerk a. d. Bille, Hamburg.

(Taf. XXXIV bis XXXVII.)

Konstruktionsgrundlagen. Für die Festlegung der Umfassungslinien ist das in Taf. XXXIV angegebene Durchfahrtsprofil maßgebend. Die Probebelastung des Krans ist auf 32 500 kg festgestellt. Die Geschwindigkeiten mit 26 t Belastung sollen betragen

Heben	1,2	m/min
Katzen	15,0	»
Kranfahren	30,0	»

Zum Heben leichterer Lasten ist ein auswechselbares Vorgelege für die vierfache Hubgeschwindigkeit vorzusehen. Als Huborgan ist Drahtseil zu verwenden. Für alle drei Windwerke sind Vorgelege für Handbetrieb anzuordnen, damit der Kran benützt werden kann, auch wenn kein Strom zur Verfügung steht. Verlangte nutzbare Hubhöhe 9 m. Betriebsstrom: Gleichstrom von 600 Volt Spannung.

Allgemeine Anordnung. Die Hauptträger sind in Fachwerk als Halbparabelträger ausgeführt. Die gerade verlaufende Gurtung liegt oben, das Profil wird durch die Laufschienen zentrisch belastet. An der Außenseite jedes Hauptträgers ist eine ca. 1,2 m breite, aus Bohlenbelag gebildete Bedienungsgalerie angeordnet. Dieselbe ruht auf einem Gitterwerk mit horizontal verlaufenden Gliedern, welches in Abständen von ca. $3^1/_2$ m mit Hilfe von Blechkonsolen von dem Hauptträger getragen wird.

Die Querträger zur Endverbindung der Hauptträger haben dieselbe Höhe wie diese an der Verbindungsstelle und sind seitlich derart angeschlossen, daß an der Durchdringungsstelle beide Träger gemeinsamen Ober- und Untergurt besitzen.

Das Kranfahrwerk wird durch einen Hauptstrommotor von ca. 16 PS angetrieben, welcher ungefähr in der Mitte der Spannweite so in einen Hauptträger eingebaut ist, daß er von der Bedienungsgalerie aus bequem nachgesehen werden kann. Die Übersetzung erfolgt von der Motorwelle aus durch Stirnräder zunächst auf eine über die ganze Spannweite geführte Welle aus $1^3/_4$"-Gasrohr mit eingesetzten massiven Lagerstellen, von welcher aus die lose auf den Zapfen sitzenden und mit angegossenem Zahnkranz versehenen Triebräder angetrieben werden. Der vorgeschriebene Antrieb des Fahrwerks von Hand wird durch eine ausrückbare Kurbel bewirkt, welche durch ein Paar Kegelräder direkt auf die Gasrohrwelle arbeitet.

Das Gerüst der Laufkatze ist aus Blechen und Profileisen zusammengesetzt. Es bildet im Grundriß einen rechteckigen Rahmen, dessen Längsseiten aus je 2 [-förmigen Trägern bestehen, zwischen welche die lose auf ihren Zapfen sich drehenden Laufräder eingebaut sind. Durch Winkelbleche ist die erforderliche Diagonalversteifung des Rahmens erzielt. Spurweite von Mitte bis Mitte Schiene und Radstand der Katze betragen 1750 mm. Die Triebräder der Laufkatze haben angegossenen Zahnkranz; sie werden gemeinsam von einer Vorgelegewelle angetrieben, auf welche der Katzfahrmotor (ca. 7,5 PS) durch Vermittelung eines Schneckengetriebes arbeitet. Motor und Schneckentrieb sind an eine äußere Längswand der Katze angebaut und auf diese Weise von der Galerie aus bequem zugänglich.

Der Hubmotor von ca. 12,5 PS Leistung mit zugehörigem Schneckentrieb ist symmetrisch zum Katzfahrmotor auf der anderen Längsseite der Laufkatze angebaut. Das Huborgan ist in Zwillingsanordnung geführt, d. h. beim Lastheben werden beide Seilenden gleichzeitig eingezogen. Der erforderliche Ausgleich der Seilspannungen ist durch eine Ausgleichsrolle erzielt. Das Drahtseil (28 mm Durchmesser) wird auf zwei lose auf gemeinsamer Achse laufende Trommeln aufgewunden. Die feststehende Trommelachse ist in der Mitte ihrer Spannweite durch einen Längsträger unterstützt. Das Hubwerk ist mit auswechselbarem Vorgelege versehen, die Umstellung erfolgt bei stillstehendem Windwerk und leerem Haken von der Bedienungsgalerie aus. Die Kupplung zwischen Motor- und

Schneckenwelle ist als Bremsscheibe für die Haltebremse ausgebildet. Dieselbe steht unter dem Einfluß eines Gewichtes, welches durch einen im Nebenschluß zum Hauptmotor liegenden Magneten beim Einschalten des Motors gehoben wird. Die Regulierung der Senkgeschwindigkeit geschieht durch Kurzschlußschaltung.

Für den verlangten Handantrieb des Hub- und des Katzfahrwerkes trägt die rückwärts verlängerte Motorwelle ein Kegelrad, dessen Gegenrad auf einer axial verschiebbaren Kurbelwelle sitzt, welche durch einen Haltestift in der jeweils erforderlichen Lage gesichert ist.

Material und Bearbeitung der Zahnräder:

a) Hubwerk: Schnecke auf der Motorwelle aus Stahl, Schneckenrad aus Bronze mit Spezialwerkzeugen geschnitten, alle übrigen Räder aus Stahlguß, Zähne geschnitten.

b) Katzfahrwerk: Schneckentrieb wie für Hubwerk, Räder im übrigen aus Stahlguß, Zähne roh.

c) Kranfahrwerk: Motorritzel aus Rohhaut. Gegenrad aus Gußeisen mit geschnittenen Zähnen. Alle übrigen Räder aus Stahlguß; Zähne geschnitten mit Ausnahme der Zahnkränze der Laufräder und Gegenräder.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Entwicklung der Diagramme der Stabkräfte, Hauptträger, Querträger, Anschluß der Hauptträger an die Querträger, Nebenbeanspruchungen durch Beschleunigungskräfte beim Anfahren.

1. **Hauptträger.** In Diagramm Taf. XXXV, Fig. 4 sind die mit der Laufkatzenstellung veränderlichen Stabkräfte zusammengestellt, und zwar in Abhängigkeit von der Stellung des linken Laufkatzenrades. Der Ermittelung der Stabkräfte ist das System Fig. 2 nebst den angegebenen Knotenpunktsbelastungen für Eigengewicht, sowie ein Raddruck von 10000 kg zugrunde gelegt. Die in Fig. 2 gegebenen Eigengewichtsbelastungen gelten für einen Träger. Der Raddruck ergibt sich aus der Nutzlast für die Probebelastung (32500 kg) und dem Eigengewicht der Katze (7500 kg). Das Eigengewicht des Trägers ist in den Knotenpunkten des Obergurts konzentriert, weil in diesem Falle die Beanspruchung der in Betracht kommenden Systemglieder (Vertikalen) am größten wird. Die Stabbeanspruchungen durch Eigengewicht sind dem Kräfteplan Fig. 3 entnommen und in entsprechendem Maßstab zunächst in die einzelnen Diagramme eingetragen (punktierte Linie parallel zur Nullinie). Die Stabbeanspruchungen durch bewegliche Last sind in den Kräfteplänen Fig. 2 für eine Einzellast von 10000 kg bei Stellung in den einzelnen Knotenpunkten ermittelt. Wird der Kräfteplan für eine bestimmte Laststellung, von einem Auflager beginnend bis zum zweiten Auflager, vollständig entwickelt, wie in Fig. 2 geschehen ist, so bietet die Richtung der Schlußlinie mn eine wirksame Kontrolle auf die Genauigkeit der Zeichnung. Geringe Abweichungen werden stets entstehen, dieselben sind absichtlich

in den einzelnen Kräfteplänen nicht korrigiert. Die strichpunktierte Linie gibt die fehlerfreie Richtung der Schlußlinie an. Proportional den Stabkräften der Kräftepläne sind die entsprechenden Werte in die Diagramme eingetragen, und zwar von der durch Eigengewichtsbelastung festgelegten Linie aus. In der in § 131 angegebenen Weise sind die Einflüsse beider Raddrücke in Abhängigkeit von der Stellung des linken Rades aufgetragen. Jedem Diagramm ist der nach oben abgerundete Maximalwert der Stabkraft (für Zug mit +, für Druck mit — Vorzeichen) beigefügt.

Festigkeitsrechnung. Obergurt: Vom Auflager bis zum Knotenpunkt d (d') ist das Profil nach Fig. 475 a, im mittleren Teil nach Fig. 475 b ausgeführt; in den Stäben 8 (8') und 20 (20') treten jeweils die größten Beanspruchungen auf, und zwar wenn das dem nächsten Auflager zugewandte Rad der Katze in der Mitte zwischen beiden Stabanschlüssen steht. Es tritt dann zu der Druckbeanspruchung noch eine Biegungsbeanspruchung durch das Moment

$$M_b = \frac{10000 \cdot 175}{4} = 437\,500 \text{ cmkg.}$$

Stab Nr. 8 (8'): Größte Stabkraft nach der graphischen Tabelle Fig. 4 70000 kg (Druck)

$$M_b = 437\,500 \text{ cmkg.}$$

Querschnitt d. Profils (Fig. 475 a) 140,5 qcm. (Unter Vernachlässigung der Verschwächung durch die Nieten)

$$\sigma = \frac{70\,000}{140{,}5} \doteq 500 \text{ kg/qcm.}$$

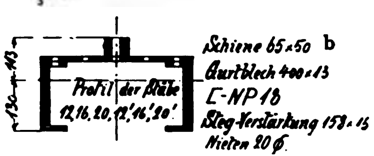


Fig. 475.

Das Trägheitsmoment läßt sich mit Hilfe von Tab. Nr. 41 in der Weise berechnen, daß man die oberhalb und unterhalb der Schwerpunktsachse liegenden Teile des Profils symmetrisch zu dieser Achse ergänzt denkt, für diese beiden, in bezug auf die Schwerpunktsachse symmetrischen Profile in bekannter Weise das Trägheitsmoment bestimmt, beide Werte addiert und die Summe durch 2 dividiert. Die Rechnung ist in umstehender Tabelle ausgeführt.

Der Abstand der am stärksten gedrückten Faser von der Schwerpunktsachse ist nach Fig. 475 a 86 mm. Mithin ist auf der Druckseite:

$$\sigma_b = \frac{437\,500}{\frac{6461}{8{,}6}} \doteq 585 \text{ kg/qcm}$$

und auf der Zugseite

$$\sigma_b = \frac{437\,500}{\frac{6461}{15{,}7}} \doteq 1070 \text{ kg/qcm.}$$

Nr.	h cm	b cm	$\frac{bh^3}{12}$ +	$\frac{bh^3}{12}$ −
1	+ 7,2	0,8	25	
2	+ 7,2	4,2	124	
			6	
	− 2,4	4,2		5
3	+ 7,2	7,75	218	
			22	
			2	
	− 4,6	7,75		57
				6
4	+ 17,2	2,25	848	
			85	
			21	
	− 4,6	2,25		16
				2
5	+ 31,4	0,8	2 064	
6	+ 31,4	6,2	15 480	
			516	
	− 29,2	6,2		12 449
				415

$$+\,19\,411 \qquad -\,12\,950$$
$$-\,12\,950$$
$$2\cdot\frac{\Theta}{2} = 6\,461\ \text{cm}^4 = \Theta$$

Die resultierende Beanspruchung wird hiernach für die **Druckseite**

$$\sigma = 500 + 585 = 1085\ \text{kg/qcm}$$

und auf der Zugseite $\sigma = 1070 - 500 = 570$ kg/qcm.

Stab Nr. 20 (20'): Größte Stabkraft 77000 kg (Druck)

$$M_b = 437\,500\ \text{cmkg}.$$

Querschnitt des Profils (Fig. 475b) = 188 qcm.

Trägheitsmoment (mit Hilfe von Tab. Nr. 41) $\Theta = $ **8321 cm⁴.**

Beanspruchung auf Druck

$$\sigma = \frac{77\,000}{188} \doteq 410\ \text{kg/qcm},$$

Beanspruchung auf Biegung:

Auf der Druckseite: $$\sigma_b = \frac{437\,500}{\frac{8321}{11{,}3}} \doteq 600\ \text{kg/qcm}.$$

Auf der Zugseite: $$\sigma_b = \frac{437\,500}{\frac{8321}{13}} = 685\ \text{kg/qcm}.$$

Resultierende Beanspruchung hiernach:

Auf der Druckseite $\sigma = 410 + 600 = 1010$ kg/qcm.

Auf der Zugseite $\sigma = 685 - 410 = 275$ kg/qcm.

Im Knotenpunkt e (e') sind die [-Eisen des Obergurts gelascht. In der Nähe des Knotenpunktes kann von Biegung abgesehen werden, so daß hier im Höchstfall $\sigma = 410$ kg/qcm. Die [-Eisen übertragen mit $2 \cdot 28 = 56$ qcm Querschnitt ca. $56 \cdot 410 = 23000$ kg. Diese Kraft wird von $2 \cdot 20$ zweischnittigen 20 mm Nieten aufgenommen. Die Nieten sind zweischnittig, weil sie durch die innen liegenden Stegverstärkungsplatten durchgezogen sind. Demnach wird für die Nieten

$$f = 2 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 3{,}14 = 125{,}6 \text{ qcm}$$

$$\tau = \frac{23000}{125{,}6} \backsim 180 \text{ kg/qcm.}$$

Die Gurtungsplatte, welche der Laufschiene als Unterstützung dient, ist in Abständen von 437 mm (1/4 Feldweite) durch Querschwellen aus L 70 × 70 × 9 unterstützt, welche den Raddruck auf die [-Eisen der Gurtung übertragen.

Über Anschluß des Obergurts an den Auflagern siehe später.

Untergurt: Derselbe geht mit unverändertem Profil (Fig. 476) über die ganze Spannweite durch. Mit Berücksichtigung der stärksten Verschwächung durch Nietlöcher ist der Querschnitt $f = 81{,}6$ qcm.

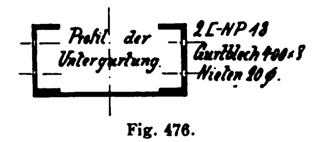


Fig. 476.

Die größte Beanspruchung erhält das Profil im Stab 22 (22') durch 76000 kg Zug

$$\sigma_z = \frac{76000}{81{,}6} = 932 \text{ kg/qcm.}$$

Die [-Eisen sind im Knotenpunkt unterhalb d unterbrochen. Der Anschluß ist durch $2 \cdot 8$ einschnittige 20 mm-Nieten bewirkt. Die größte an der Anschlußstelle auftretende Zugkraft beträgt nach Diagramm Taf. XXXV, Fig. 4 68000 kg (Stab 14). Hiervon übertragen die [-Eisen

$$68000 \cdot \frac{81{,}6 - 40 \cdot 0{,}8}{81{,}6} = 41300 \text{ kg.}$$

Die Anschlußnieten sind mit

$$\tau = \frac{41300}{16 \cdot 3{,}14} = \frac{41300}{50{,}2} = 825 \text{ kg/qcm}$$

beansprucht. Die Pressung in der Lochwand des Steges wird

$$p = \frac{41300}{16 \cdot 2 \cdot 0{,}8} = 1615 \text{ kg/qcm (Probelast).}$$

Neben dem unteren Knotenpunkt d ist das Gurtblech gelascht (Fig. 477). Die Verbindung hat

$$68000 \cdot \frac{40 \cdot 0{,}8}{81{,}6} = 26700 \text{ kg}$$

zu übertragen. Die Schubbeanspruchung der Nieten (einschnittig) berechnet sich zu

$$\tau = \frac{26700}{16 \cdot 3{,}14} = 533 \text{ kg/qcm}.$$

Diagonalen: Sämtliche Diagonalen bestehen aus 2 [-N.-P. Nr. 14. Wie aus den Diagrammen Taf. XXXV hervorgeht, sind die in der Nähe der Auflager befindlichen Diagonalen nur auf Zug beansprucht, während die zwischen den Knotenpunkten c und c' belegenen auch Druck auszuhalten haben. In den beiden mittleren Feldern sind Gegendiagonalen angeordnet, um die Hauptdiagonalen auf Druck zu entlasten.

Die ungünstigste Zugbeanspruchung findet in Stab 5 (5') statt [Stab 2 (2') ist durch Blechwand ersetzt].

$$P = 24000 \text{ kg}.$$

Der Stabquerschnitt ist durch 2 · 2 Nieten von 22 mm Durchmesser geschwächt, mithin

$$f = 2 \cdot 20{,}4 - 4 \cdot 2{,}2 \cdot 0{,}7 = 34{,}6 \text{ qcm}.$$

$$\sigma_z = \frac{24000}{34{,}6} = 695 \text{ kg/qcm}.$$

Ausführung des Stabanschlusses an jedem Ende durch 2 · 6 einschnittige 22 mm-Nieten



Fig. 477.

$$\tau = \frac{24000}{12 \cdot 3{,}80} = 527 \text{ kg/qcm}.$$

Pressung in der Lochwand des Stabes

$$p = \frac{24000}{12 \cdot 2{,}2 \cdot 0{,}7} = 1300 \text{ kg/qcm}.$$

Stab 17 (17') wird außer auf Zug mit 13000 kg auf Zerknickung beansprucht. Die Kraft verteilt sich auf zwei Profile [-N.-P. Nr. 14, die Ausknickung würde seitlich erfolgen. $\Theta = 62{,}7$ cm^4, freie Knicklänge $l = 1500$ mm. Sicherheit gegen Ausknicken (§ 11 Fall II)

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 62{,}7}{6500 \cdot 150^2} = 8{,}45.$$

Vertikalen: Stabprofil durchgehends 2 [-N.-P. Nr. 12. Größte auftretende Stabkraft in Stab 3 (3')

$$P = 17000 \text{ kg}, \; l \approx 900 \text{ mm}$$

$$\Theta = 43{,}2 \text{ cm}^4 \text{ (für das einfache [-Profil).}$$

Sicherheit gegen Ausknicken

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2000000 \cdot 43{,}2}{8500 \cdot 90^2} = 12{,}4.$$

Die oberen und unteren Anschlußnieten (2 · 5 St. 20 mm Durchmesser, einschnittig) werden mit

$$\frac{17000}{10 \cdot 3{,}14} = 542 \text{ kg/qcm}$$

beansprucht.

Zu den vorstehend berechneten Beanspruchungen der Systemstäbe und ihrer Anschlüsse ist zu erwähnen, daß dieselben der Probebelastung von 32500 kg entsprechen, bei der Nennlast des Kranes (26000 kg) fallen dieselben entsprechend niedriger aus.

In der Nähe des Auflagers ist der Träger als vollwandiger Blechträger ausgeführt. In ca. 1 m Abstand von der Kranbahnschiene ergeben sich folgende größte Materialbeanspruchungen, welche auftreten, wenn das dem Auflager zugewandte Rad der mit 26000 kg (Nennlast)[1]) belasteten Katze direkt über dem Querschnitt steht. (Profil s. Fig. 478.)

Unter Vernachlässigung der Schiene und unter der Annahme, daß die obere Gurtplatte wie die untere nur 8 mm stark ist, berechnet sich das Trägheitsmoment des Querschnitts zu

$$\Theta = 485\,468 \text{ cm}^4$$

und

$$W = \frac{485\,468}{50{,}8} \approx 9560 \text{ cm}^3.$$

Die durch die Laufraddrücke der Katze erzeugte Auflagerreaktion ist (Raddruck $\approx$ 8400 kg)

$$A_1 = \frac{8400 \cdot 20{,}1 + 8400 \cdot 18{,}35}{21{,}1} \approx 15\,000 \text{ kg}.$$

Unter Berücksichtigung des Eigengewichts des Kranträgers Taf. XXXV, Fig. 2) wird

$$M_b = 15\,000 \cdot 100 + (5875 - 1500) \cdot 100$$
$$= 1\,937\,500 \text{ cmkg}.$$

Fig. 478.

Damit ergibt sich eine Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{1\,937\,500}{9560} \approx 200 \text{ kg/qcm}.$$

Entsprechend der Teilung der Stegnietung (120 mm) wird (vgl. § 125)

$$\Delta M = 15\,000 \cdot 12 + (5875 - 1500) \cdot 12 = 232\,500 \text{ cmkg}$$

$$\Delta \sigma = \frac{232\,500}{9560} \approx 25 \text{ kg/qcm}.$$

Unter der Annahme, daß der Obergurt gleich dem Untergurt ist, wird dann unter Vernachlässigung der Nietlöcher

$$\Delta K = 25\,(2 \cdot 28 + 40 \cdot 0{,}8) = 2200 \text{ kg}.$$

Diese Kraft ist durch 4 St. einschnittige 20 mm-Nieten aufzunehmen, so daß

$$\tau = \frac{2200}{4 \cdot 3{,}14} \approx 175 \text{ kg/qcm}.$$

[1]) Die Probebelastung wird fast stets bei stillstehender Katze (Mitte der Spannweite) vorgenommen unter Ausschluß von Katz- und Kranfahrbewegungen.

2. Kopfträger. Steht die vollbelastete Katze (26 t Nutzlast) direkt am Auflager, so werden durch das Eigengewicht der Kranträger

$$5875 \approx 6000 \text{ kg},$$

und durch Nutzlast und Katzengewicht

$$\frac{26000 + 7500}{2} \approx 17000 \text{ kg},$$

insgesamt also 23000 kg Raddruck auf die Fahrbahnträger der Halle ausgeübt.

Der gefährlichste Querschnitt des Querträgers liegt kurz außerhalb der Anschlüsse der Hauptträger, an der Stelle, wo die Gurtungen aufhören.

Für diese Stelle ist

$$M_b = 23000 \cdot 50 = 1150000 \text{ cmkg}.$$

Das Trägheitsmoment des Querschnitts (2 Stege 780 × 8, 4 L 100 × 65 × 9 langer Schenkel vertikal) findet sich mit Hilfe von Tab. Nr. 41 zu

$$\Theta = 135152 \text{ cm}^4$$

und

$$W = \frac{135152}{39} \approx 3470 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{1150000}{3470} \approx 330 \text{ kg/qcm}.$$

Die Teilung der Stegnieten in der Nähe des untersuchten Querschnitts, horizontal von Niet zu Niet gemessen, ist ca. 95 mm.

Dementsprechend ist

$$\Delta M = 23000 \cdot 9{,}5 \approx 218000 \text{ cmkg}$$

$$\Delta \sigma = \frac{218000}{3470} \approx 63 \text{ kg/qcm}.$$

Unter Vernachlässigung der Verschwächung der Winkel durch die Nieten ist hiernach

$$\Delta K = 63 \cdot 2 \cdot 14{,}2 \approx 1800 \text{ kg}.$$

Diese Kraft ist von zwei einschnittigen 20 mm-Nieten aufzunehmen, so daß

$$\tau = \frac{1800}{2 \cdot 3{,}14} \approx 290 \text{ kg/qcm},$$

Pressung in der Lochwand des Steges

$$p = \frac{1800}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}8} \approx 565 \text{ kg/qcm}.$$

3. Anschlufs der Hauptträger an die Querträger. Die Verbindung ist am höchsten beansprucht bei dem unter 2. angegebenen Belastungszustand des Krans.

Sämtliche in den Schnitten $n-n$ und n_1-n_1 (Fig. 479) liegenden Nietquerschnitte werden durch die volle Vertikalkraft des Hauptträgers auf Abscherung beansprucht. Die Scherkraft kann um 1500 kg kleiner als der Raddruck des Kranes, wie unter 2. berechnet, d. h. 21500 kg gesetzt werden; nach Fig. 479 ist die Gesamtheit der in beiden Schnitten liegenden Niete 54, so daß

$$\tau = \frac{21500}{54 \cdot 3{,}14} \approx 130 \text{ kg/qcm}.$$

Die nach innen liegende Hälfte der Querträger ist an der Durchdringungsstelle mit dem Hauptträger, d. h. im Schnitt n—n und n_1—n_1, vollständig durchschnitten, die Verbindungsnieten haben an diesen Stellen außer der Vertikalkraft auch noch die Hälfte des Biegungsmomentes zu übertragen, unter der Annahme, daß das Moment sich gleichmäßig auf beide Trägerhälften (d. h. den Außen- und den Innenträger) verteilt. Das äquatoriale Trägheitsmoment sämtlicher Nieten des Querschnitts in bezug auf die neutrale Achse des inneren Querträgers wird unter sinngemäßer Anwendung der Entwicklungen auf S. 249—50

$$\Theta \approx \Sigma \cdot f \cdot a^2 = 2 \cdot 2 \cdot 3{,}14\,(0 + 8^2{,}75 + 17^2{,}5 + 26^2{,}0 + 34^2) =$$
$$= 12{,}56 \cdot 2214{,}81$$
$$\approx 27\,800 \text{ cm}^4$$
$$W = \frac{27\,800}{34} = 820 \text{ cm}^3$$

(34 cm = Abstand der äußersten Nieten).

$$M_b \approx \frac{1}{2}\, 21\,500 \cdot 67{,}5 \approx 725\,000 \text{ cmkg}$$

(Hebelarm s. Taf. XXXV, Fig. 1 c)

$$\sigma_b = \frac{725\,000}{820} = 885 \text{ kg/qcm.}$$

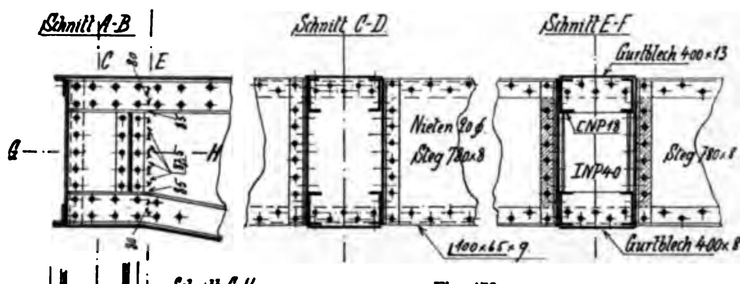


Fig. 479.

4. Querbeanspruchungen des ganzen Systems und Querversteifung. Der Fahrmotor leistet bei 600 Umdrehungen pro Minute 16,5 PS, die Leistung ist als normale Leistung für int. Betrieb bezeichnet; derselben entspricht ein Umfangsmoment des Ankers von

$$71\,620 \cdot \frac{16{,}5}{600} = 1970 \text{ cmkg.}$$

Das Gesamtgewicht des mit 26 t belasteten Krans, ca. 60000 kg, verteilt sich auf die vier Laufräder und bedingt ein Moment der Zapfenreibung von $60000 \cdot 0{,}15 \cdot \frac{12}{2} = 54000$ cmkg und ein Moment der rollenden Reibung von $60000 \cdot 0{,}05 = 3000$ cmkg um die Laufradachsen. Das zur Überwindung der Reibungswiderstände erforderliche Umfangsmoment des

Motors ergibt sich unter Annahme von 95 % Wirkungsgrad für jedes Räderpaar zu

$$(54000 + 3000) \cdot \frac{12}{60} \cdot \frac{12}{66} \cdot \frac{20}{60} \cdot \frac{1}{0{,}95^3} \approx 810 \text{ cmkg}.$$

Die diesem Moment entsprechende Antriebskraft, welche von den Laufradachsen in ihren Lagerstellen auf das Krangerüst parallel zur Fahrtrichtung ausgeübt wird, beträgt

$$\frac{54000 + 3000}{\frac{90}{2}} \approx 1270 \text{ kg}.$$

Bei unbelastetem Kran vermindern sich die Reibungswiderstände von 1270 auf

$$1270 \cdot \frac{60000 - 26000}{60000} \approx 720 \text{ kg},$$

das zugehörige Moment des Motors auf

$$810 \cdot \frac{60000 - 26000}{60000} \approx 460 \text{ cmkg}.$$

Die Umfangsmomente von 460 und 810 cmkg des Motors entsprechen 23,4 und 41 % des Normalwertes. Nach Fig. 256 wird der Motor im Beharrungszustand bei leerem Kran mit $600 \cdot 1{,}85 \approx 1100$ Touren und bei vollbelastetem Kran mit $600 \cdot 1{,}5 = 900$ Touren laufen. Diesen Umlaufzahlen entsprechen Fahrtgeschwindigkeiten des Krans von

$$u = 1100 \cdot \frac{20}{60} \cdot \frac{12}{66} \cdot \frac{12}{60} \cdot \frac{0{,}9 \cdot \pi}{60} \approx 0{,}625 \text{ m/sek}$$

oder 37,5 m/min bei leerem Haken und 0,51 m/sek bzw. 30,6 m/min bei voller Last.

Nach § 81 kann der Motor beim Anziehen annähernd das doppelte Umfangsmoment äußern, d. h. beim Anlauf würde auf jeden Kopfträger, wenn die Katze in der Mitte der Spannweite steht, eine Kraft von

$$\frac{1}{2} \cdot 1270 \cdot \frac{2 \cdot 1970}{810} \approx 3100 \text{ kg}$$

in der Fahrtrichtung wirken. Nach Abzug der Reibungswiderstände würden zur Beschleunigung des Krans bei leerem Haken

$$3100 - \frac{720}{2} \approx 2750 \text{ kg}$$

und bei voller Last

$$3100 - \frac{1270}{2} \approx 2450 \text{ kg}$$

zur Verfügung stehen.

Die Massen der beiden Kopfträger zehren einen Teil der Beschleunigungskraft auf, der Restbetrag ist auf die Masse der Hauptträger, der Katze, und bei Belastung auch auf die Last, zu übertragen. Die Massen der Nutzlast und der Katze treten als Einzellasten auf, die

der Hauptträger kann als gleichmäßig über die Spannweite verteilt angesehen werden. Hieraus ergeben sich bei Stellung der Katze in der Mitte der Spannweite durch die Beschleunigungskräfte folgende horizontale Biegungsmomente:

1. Leerer Haken:

$$\text{Masse beider Kopfträger} = \frac{6000}{9{,}81} = 612$$

$$\text{» » Hauptträger} = \frac{17\,500}{9{,}81} = 1785$$

$$\text{» der leeren Katze} = \frac{7500}{9{,}81} = 765$$

$$\text{Gesamte Masse} = 3162.$$

Da die Beschleunigungskraft der Masse proportional ist, so verteilt sich die ganze zur Verfügung stehende Beschleunigungskraft von $2 \cdot 2750 = 5500$ kg prozentual auf die Einzelbeträge. Dadurch wird ein Hauptträger in der Mitte durch eine Einzellast von

$$\frac{5500}{2} \cdot \frac{765}{3162} \approx 665 \text{ kg}$$

und eine gleichmäßig über die Spannweite verteilte Last von

$$\frac{5500}{2} \cdot \frac{1785}{3162} \approx 1550 \text{ kg}$$

beansprucht. Das horizontal auf den Hauptträger wirkende größte Biegungsmoment ist hiernach

$$M_b = \frac{665 \cdot 2110}{4} + \frac{1550 \cdot 2110}{8} \approx 760\,000 \text{ cmkg.}$$

2. Vollbelasteter Kran: Zu den unter 1. gegebenen Massen kommt noch die Masse der Nutzlast

$$\frac{26\,000}{9{,}81} = 2650,$$

damit wird die Gesamtmasse 5812.

Die Beschleunigungskraft von $2 \cdot 2450 = 4900$ kg wirkt auf die Mitte eines Hauptträgers mit

$$\frac{4900}{2} \cdot \frac{765 + 2650}{5812} \approx 1450 \text{ kg}$$

und gleichmäßig über die Spannweite verteilt mit

$$\frac{4900}{2} \cdot \frac{1785}{5812} \approx 750 \text{ kg.}$$

Größtes horizontales Biegungsmoment in der Mitte der Spannweite

$$M_b = \frac{1450 \cdot 2110}{4} + \frac{750 \cdot 2110}{8} \approx 963\,000 \text{ cmkg.}$$

Ober- und Untergurt bieten gegen seitliche Biegung ein Trägheitsmoment von ca.

$$\Theta = 63\,900 \text{ cm}^4.$$

Entsprechend der Gurtungsbreite von 400 mm wird

$$W = \frac{63\,900}{20} \sim 3200 \text{ cm}^3.$$

Der Träger würde demnach beim Anfahren mit höchstem Anzugsmoment des Motors mit ca.

$$\sigma_b = \frac{963\,000}{3200} \sim 300 \text{ kg/qcm}$$

seitlich beansprucht.

Mit Rücksicht auf die im Verhältnis zur Schienenbreite große Breite der Gurtung sind beide Fachwerkswände eines Hauptträgers diagonal durch Zugbänder (Taf. XXXV, Fig. 1c) miteinander vergittert, so daß die Raddrücke der Laufkatze bei den verschiedenen Bewegungszuständen des Krans die Gurtungsquerschnitte und das Fachwerk nicht einseitig zur Symmetrieachse belasten.

Die seitliche Steifigkeit des Systems wird wesentlich erhöht durch die Anordnung der Unterstützungsglieder der Bedienungsgalerie als horizontales Fachwerk.

An den Anschlußstellen der Hauptträger an die Querträger sind sowohl Unter- als Obergurt zu kräftigen Eckblechen auseinandergezogen, so daß bei einseitiger Laststellung keine Verzerrungen des Systems zu befürchten sind.

Beispiel Nr. 10.

Fünfmotorenlaufkran für Gleichstrombetrieb, Spannweite 14 m, Tragfähigkeit der Hauptwinde 80 t, der Hilfswinde 10 t.

Erbauer: Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetman, Duisburg.

Elektrische Ausrüstung: Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.

Arbeitsplatz: Haniel & Lueg, Düsseldorf.

(Taf. XXXVIII bis XLIV.)

Konstruktionsgrundlagen. Das zur Verfügung stehende freie Durchfahrtsprofil für den Kran ist in Taf. XXXVIII Fig. 1 eingetragen; die Spurweite von Mitte bis Mitte Laufschiene beträgt 14 m. Tragfähigkeit für Haupt- und Hilfswindwerk siehe oben. Das Hilfswindwerk soll auf einer besonderen Laufkatze angeordnet werden, um unabhängige Bewegung für den Hilfshaken und möglichste Ausnützung des Hallenprofils durch beide Kranhaken zu erzielen. Vorgeschriebene Lastgeschwindigkeiten:

Heben mit Hauptwinde . . .	1,5 m/min
Katzen » » . . .	12,0 »
Heben mit Hilfswinde	9,0 »
Katzen » »	25,0 »
Kranfahren	35,0 »

Nutzbare Hubhöhe für den 80 t-Haken 11 m, für den 10 t-Haken 12 m. Betriebsstrom: Gleichstrom von 110 Volt Spannung.

Allgemeine Anordnung. Der Kran hat zwei unabhängige, nebeneinander liegende Katzbahnen. An der Außenseite der Laufbahn für die große Katze ist eine ca. 1 m breite Bedienungsgalerie angeordnet. Dieselbe stützt sich am inneren Rand auf den äußeren großen Hauptträger, am äußeren Rand auf einen besonderen Unterstützungsträger. Dieser wie die Hauptträger sind in Fachwerk ausgeführt, das der Fig. 451 c entspricht; die Kopfträger sind vollwandige Blechträger von][-förmigem Querschnitt. Die Laufschienen für die Katzen liegen auf der Obergurtung in der Mittelachse des Trägerprofils; die Gurtung ist über die Kopfträger hinübergeführt und ruht auf denselben in der ganzen Breite auf. Der Untergurt verläuft gleichfalls gerade, er liegt bei der kleinen Katzbahn und dem äußeren Galerieträger in einer Ebene mit dem Untergurt der Kopfträger. Bei den großen Hauptträgern liegt er wesentlich tiefer und ist in den äußersten Feldern bis zum Untergurt der Kopfträger hinaufgezogen.

Der Kran hat 3750 mm Radstand. Zum Zwecke der erforderlichen Querversteifung sind außer den durch untergenietete Winkeleisen verstärkten perforierten Belagplatten der Bedienungsgalerie und einer schmalen Galerie zwischen beiden Katzbahnen, in den Ebenen der Vertikalen der großen Hauptträger Querverbände (Taf. XXXIX, Fig. 2a) angeordnet. Für den äußeren Träger der kleinen Katzbahn, der durch keinen Querverband gehalten werden kann, ist die Seitenversteifung durch ein flach auf den Obergurt gelegtes [-Profil Nr. 30 erreicht.

Die Kopfträger sind mit Rücksicht auf Bahntransport zwischen den großen Hauptträgern geteilt.

Der Fahrwerksmotor (50 PS) steht in der Mitte der Spannweite auf der Bedienungsgalerie und arbeitet in üblicher Weise (vgl. § 22) auf die Triebräder. Ausführungsdetails s. Taf. XLI, Fig. 3.

Die Gestelle der Laufkatzen sind aus Blechen und Profileisen zusammengebaut. Die 80 t-Katze besitzt 4 Längsträger, die, zu je zweien direkt neben den Laufrädern angeordnet, sich auf die feststehenden Achsen derselben stützen. Der vordere und hintere Stirnträger tragen Konsolen für die Aufnahme der Motore. Der Katzfahrmotor (18 PS) arbeitet in derselben Weise wie der Kranfahrmotor auf die Triebräder. Das Huborgan (Drahtseil von 36 mm Durchmesser) zeigt Zwillingsanordnung mit entsprechendem Seilausgleich (Taf. XLII, Fig. 1). Die feststehenden Trommelachsen sind in den inneren Längsträgern gelagert, die Trommeln sind gegenläufig, beide haben links gewundene Nuten für die Aufnahme des Seils. Das letztere ist gegen Verletzung durch die Zähne der großen Trommelräder bei schiefem Seilzug durch Seilabweiser mit Holzarmierung (Taf. XLII, Fig. 1) wirksam geschützt. Der Hubmotor (50 PS) treibt mit Stirnrad-

übersetzung zunächst auf eine Vorgelegewelle mit Haltebremse. Die Bremsung erfolgt durch ein Band mit doppelter Umschlingung und Holzarmierung unter der Wirkung eines Gewichtes, das beim Einschalten des Motors durch einen Lüftmagneten angehoben wird. Die zweite Vorgelegswelle trägt zwei Ritzel, von denen das eine direkt mit dem zugehörigen Trommelrad in Eingriff steht, während das zweite unter Einschaltung eines Wenderades auf die andere Trommel arbeitet.

Das Gestell der 10 t-Katze hat auf jeder Seite nur einen Längsträger, die Laufräder sitzen zu je zweien fest auf einer von einer zur anderen Seite durchgehenden Achse; zur Lagerung derselben sind in die Längsträger besondere Augenlager eingesetzt. Die Triebachse der Katze wird von dem zugehörigen Motor (4 PS) mit Einschaltung zweier Stirnradübersetzungen angetrieben (Anordnung des Katzfahrwerks s. Taf. XLII, Fig. 2). Die Seilführung (Seil von 18 mm Durchmesser) entspricht der Fig. 120b mit entsprechender Verminderung der Übersetzung. Die beiden Seilenden werden auf eine Trommel mit links- und rechtsläufigen Nuten aufgewunden; die Achse der Trommel liegt in der Fahrtrichtung der Katze. Der Hubwerksmotor (30 PS) arbeitet mit drei Stirnradübersetzungen (Taf. XLII, Fig. 2); die erste Übersetzungswelle trägt die Haltebremse, deren Anordnung mit jener der 80 t-Winde übereinstimmt. Die Ritzel der 5 Motore bestehen aus Rohhaut, alle übrigen Räder aus Stahlguß bzw. geschmiedetem Stahl. Die Lagerstellen von Lagern, Trommeln und Rollen sind ausgebüchst.

Der Betriebsstrom wird von den Hauptstromabnehmern zunächst zu den Verteilungsschienen geleitet und verzweigt sich hier in 5 Stromkreise, deren jeder doppelpolig gesichert ist. Die Schaltung der Motore ist auf Taf. XLIII genauer angegeben. Über den einzelnen mit Zahlen bezeichneten Stellungen der Schaltwalzen sind die durch die betreffende Stellung erreichten Schaltungskombinationen angegeben. Es bedeuten:

A = Motoranker
M = Feldwicklung
W = Widerstände im Ankerstromkreis
BW = Besonderer Zusatzwiderstand für Bremswirkung mit Kurzschlußschaltung beim Lastsenken
B = Bremslüftungsmagnet
F = Funkenlöscher mit Schutzspule.

Die Hubmotore beider Katzen arbeiten beim Lastsenken als Regulierbremsen, deren Wirkung durch Ein- bzw. Ausschalten von Widerstand verringert oder gesteigert wird (vgl. § 84). Zur Sicherung der Bremswirkung wird der beim Lastsenken für den Bremslüftmagneten erforderliche Strom durch die Feldwicklung geschickt, so daß keine Störungen durch träge oder falsche Erregung entstehen können; auch der Funkenbläser erhält während der Kurzschlußbremsung Strom aus dem Netz. Bei voll ausgelegtem Hebel wird der Kurzschluß des Ankerstromkreises aufgehoben

und ein Stromimpuls nach abwärts gegeben; dadurch kann der leere Haken nach abwärts beschleunigt werden.

Der Hubmotor der 80 t-Katze wird durch den Anlasser in Mittelstellung auf Kurzschlußbremsung geschaltet (hier jedoch ohne Erregung aus dem Netz), es wird dadurch die Wirkung der Gewichtsbremse wesentlich unterstützt.

Die Katzfahrmotore und der Kranfahrmotor haben nach links und rechts gleiche Schaltung. Bei Rückkehr zur Mittellage findet bei Walzenstellung 1 Kurzschlußbremsung statt.

Einzelheiten der Anlasser und der Leitungsanlage s. Taf. XLIV. Der Funkenlöscher trägt einen über alle Hammerkontakte ausgezogenen Anker, so daß die Löschung des Unterbrechungsfunkens an allen Stellen erfolgt. Die Schleifleitungen für die Motore auf den Katzen liegen neben den Hauptträgern (vgl. § 24), bei der Ausführung und Anbringung der Stromabnehmer ist besonderes Augenmerk darauf gerichtet, daß der Reibungswiderstand unter Wahrung hinreichender Sicherheit in der Stromübertragung möglichst gering ausfüllt.

Berechnungsdetails. Dieselben umfassen: Bestimmung der Stabkräfte für die Hauptträger der Laufbahn für die 80 t- und die 10 t-Katze; Leitungsanlage.

1. Hauptträger für die 80 t-Katze. Entsprechend der Tab. Nr. 15 kann das Eigengewicht der Katze zu 24 t, und das Gewicht eines Trägers zu ca. 1230 kg pro lfd. m angenommen werden. Es entwickeln sich hieraus die auf Taf. XL angegebenen Belastungsschemen für Eigengewicht (also für einen Träger) und bewegliche Last. Die Raddrücke der Katze sind als einander gleich angenommen (pro Rad 26 t).

Die Kräftepläne für die bewegliche Einzellast sind nur für einen Teil der Knotenpunkte entworfen; es ist dadurch die Möglichkeit angedeutet, die dem geübten Konstrukteur gestattet, die vorliegende Methode für die Berechnung der Stabkräfte (§ 131) für Spezialzwecke beträchtlich zu vereinfachen, ohne ihre wesentlichen Eigenschaften, die Klarheit und Übersichtlichkeit der Darstellung, zu verlieren.

Der Radstand der Laufkatze weicht von der Feldweite des Obergurtes ab. Die Addition der Ordinaten der Einflußlinien beider Raddrücke ist durch den geradlinigen Verlauf derselben wesentlich erleichtert, weil Hilfsordinaten nur für die charakteristischen Ecken der Linienzüge erforderlich werden. Die Höchstwerte der Stabkräfte (+ Zugbeanspruchung, — Druck) sind in den Stabkraftdiagrammen angegeben.

Stichprobe nach der Ritterschen Methode:

Stab Nr. 8: Linkes Rad der Laufkatze über Knotenpunkt d gestellt. Auflagerreaktion im linken Auflager durch Träger-Eigengewicht

$$A_q = 625 + 1550 + 3 \cdot 1850 + 925 = 8650 \text{ kg}.$$

Auflagerreaktion durch bewegliche Last

$$A_p = \frac{26000\,(1000 + 720)}{1400} = 31900 \text{ kg}.$$

Gesamte Auflagerreaktion am linken Auflager

$$A = A_p + A_q = 40550 \text{ kg}.$$

Drehpunkt Knotenpunkt *d*. Momentengleichung:

$$40550 \cdot 400 - 625 \cdot 400 - 1550 \cdot 300 - 1850 \cdot 150 = p_8 \cdot 150$$

$$p_8 = \frac{(40550 - 625)\,400 - 1550 \cdot 300 - 1850 \cdot 150}{150} = \frac{15227500}{150} =$$

$$= 101520 \text{ kg},$$

abgerundet nach oben 102000 kg, Resultat deckt sich mit der Angabe des Stabkraftdiagramms.

Stab 10: Linkes Rad über Knotenpunkt *e*

$$A_q = 8650 \text{ kg}$$

$$A_p = \frac{26000\,(850 + 570)}{1400} = 26350 \text{ kg}$$

$$A = A_q + A_p = 35000 \text{ kg}.$$

Drehpunkt *e* unten:

$$35000 \cdot 550 - 625 \cdot 550 - 1550 \cdot 450 - 1850\,(300 + 150) = p_{10} \cdot 150$$

$$p_{10} = \frac{(35000 - 625)\,550 - 1550 \cdot 450 - 1850\,(300 + 150)}{150} = \frac{17376250}{150}$$

$$= 115840 \text{ kg, abgerundet } 116000 \text{ kg}.$$

Das Stabdiagramm gibt 114000 kg an.

2. **Hauptträger für die 10 t-Katze.** Die Belastung der einzelnen Knotenpunkte (für einen Träger) durch Eigengewicht kann nach Tab. Nr. 15 mit ca. 250 kg, Eigengewicht der Katze zu ca. 4000 kg, eingesetzt werden, die Raddrücke der Laufkatze sind einander gleich. Die Diagramme der Stabkräfte entwickeln sich in derselben Weise wie für den Hauptträger.

Durch die exzentrische Aufhängung des Systems an den Auflagern erhalten die Gurtungen zusätzliche Zug- bzw. Druckbeanspruchungen, welche für die Festigkeitsrechnung heranzuziehen sind, in den Stabkraftdiagrammen sind dieselben nicht berücksichtigt.

Stichprobe nach der Ritterschen Methode:

Stab Nr. 18: Linkes Rad der Katze über Knotenpunkt *g*

$$A_q = 100 + 8 \cdot 250 + 125 = 2225 \text{ kg}$$

$$A_p = \frac{3500\,(900 + 714)}{1350} = \frac{3500 \cdot 1614}{1350} = 4180 \text{ kg}$$

$$A = A_q + A_p = 2225 + 4180 \approx 6400 \text{ kg}.$$

Drehpunkt: Knotenpunkt *g* unten.

$$(6400 - 100)\,6 \cdot 750 - 250\,(5 + 4 + 3 + 2 + 1)\,750 = p_{18} \cdot 750$$

$$p_{18} = \frac{6300 \cdot 6 - 250 \cdot 15}{1} = 34050 \text{ kg}.$$

Nach Diagramm $p_{18} = 34000$ kg.

Stab Nr. 22: Linkes Rad der Katze über Knotenpunkt h.

$$A_q = 2225 \text{ kg}$$

$$A_p = \frac{3500\,(825 + 639)}{1350} = \frac{3500 \cdot 1464}{1350} = 3800 \text{ kg}$$

$$A = A_q + A_p = 2225 + 3800 = 6025 \text{ kg.}$$

Drehpunkt: Knotenpunkt h.

$$(6025 - 100) \cdot 7 \cdot 750 - 250\,(6 + 5 + 4 + 3 + 2 + 1)\,750 = p_{22} \cdot 750$$

$$p_{22} = \frac{5925 \cdot 7 - 250 \cdot 21}{1} = 36225 \text{ kg.}$$

Nach Diagramm $p_{22} = 36300$ kg.

3. **Leitungen auf dem Kran.** Die Betriebsspannung beträgt 110 Volt. Für die Motore sind die nachstehend angegebenen Stromstärken in Rechnung zu stellen:

	Stromstärke ca.		Normale Leistung
	Anlauf Amp.	Beharrung Amp.	PS
Große Katze: Hubmotor	525	350	50
Fahrmotor	195	130	18
Kleine Katze: Hubmotor	330	220	30
Fahrmotor	45	30	4
Kranfahrmotor	525	350	50

Diesen Stromstärken gegenüber ist der Strombedarf der Bremslüftmagneten zu vernachlässigen.

Hubmotor der großen Katze. Schleifleitungen: je 2 Drähte von 10 mm Durchmesser, $f \approx 150$ qmm, Verbindungsleitungen: je 2 Drähte von 95 qmm, $f = 190$ qmm. Größte Strombelastung in der Schleifleitung während des Anlaufes

$$i = \frac{525}{150} = 3{,}5 \text{ Amp.,}$$

während des Beharrungszustandes

$$i = \frac{350}{150} = 2{,}33 \text{ Amp.,}$$

(Vgl. Anhang, Sicherheitsvorschriften des Elektrotechnikerverbandes.)

Größter Spannungsabfall auf 10 m Leitungsstrecke (§ 76)

$$\Delta E = 0{,}035 \cdot \frac{l}{q} \cdot J = 0{,}035 \cdot \frac{10}{150} \cdot J = 0{,}00233\,J,$$

das wären $0{,}00233 \cdot 525 = 1{,}22$ Volt beim Anlauf und
$0{,}00233 \cdot 350 = 0{,}82$ Volt im Beharrungszustand.

Fahrmotor der großen Katze. Schleifleitung: je 1 Draht von 10 mm Durchmesser, $f = 75$ qmm. Verbindungsleitungen: je 1 Draht von 70 qmm, $f = 70$ qmm. Größte Strombelastung in den Verbindungsleitungen während des Anfahrens

$$i = \frac{195}{70} = 2,79 \text{ Amp.}$$

und während des Beharrungszustandes

$$i = \frac{130}{70} = 1,86 \text{ Amp.}$$

Größter Spannungsabfall auf 10 m Leitungsstrecke

$$\Delta E = 0,035 \cdot \frac{10}{70} \cdot J = 0,005\, J,$$

d. h. $0,005 \cdot 195 = 0,975$ Volt beim Anfahren und
$0,005 \cdot 130 = 0,65$ Volt im Beharrungszustand.

Hubmotor der kleinen Katze. Schleifleitungen: je 2 Drähte von 8 mm Durchmesser. $f = 100$ qmm. Verbindungsleitungen: je 2 Drähte von 95 qmm. $f = 100$ qmm. Größte Strombelastung in den Schleifleitungen während des Anhubes

$$i = \frac{330}{100} = 3,3 \text{ Amp.}$$

und während des Beharrungszustandes

$$i = \frac{220}{100} = 2,2 \text{ Amp.}$$

Größter Spannungsabfall auf 10 m Leitungsstrecke

$$\Delta E = 0,035 \cdot \frac{10}{100} \cdot J = 0,0035 \cdot J,$$

d. h. $0,0035 \cdot 330 = 1,16$ Volt beim Anheben und
$0,0035 \cdot 220 = 0,77$ Volt im Beharrungszustand

Fahrmotor der kleinen Katze. Schleifleitungen: je 1 Draht von 8 mm Durchmesser, $f = 50$ qmm, Verbindungsleitungen: je 1 Draht von 16 qmm, $f = 16$ qmm. Größte Strombelastung in den Verbindungsleitungen während des Anfahrens

$$i = \frac{45}{16} = 2,81 \text{ Amp.}$$

und während des Beharrungszustandes

$$i = \frac{30}{16} = 1,88 \text{ Amp.}$$

Größter Spannungsabfall auf 10 m Leitungsstrecke

$$\Delta E = 0,035 \cdot \frac{10}{16} \cdot J = 0,0218 \cdot J,$$

d. h. $0,0218 \cdot 45 = 0,981$ Volt beim Anfahren und
$0,0218 \cdot 30 = 0,654$ Volt im Beharrungs

Kranfahrmotor: Verbindungsleitungen: je 2 Drähte von 95 qmm, $f = 190$ qmm. Größte Strombelastung beim Anfahren

$$i = \frac{525}{190} = 2{,}77 \text{ Amp.}$$

und im Beharrungszustand

$$i = \frac{350}{190} = 1{,}84 \text{ Amp.}$$

Größter Spannungsabfall auf 10 m Leitungsstrecke

$$\Delta E = 0{,}035 \cdot \frac{10}{190} \cdot J = 0{,}00184 \cdot J,$$

d. h. $0{,}00184 \cdot 525 = 0{,}97$ Volt beim Anfahren und
$0{,}00184 \cdot 350 = 0{,}644$ Volt im Beharrungszustand.

Für die Hauptschleifleitung ist maßgebend, ob der Kran allein an derselben liegt, oder ob, was meistens der Fall ist, noch andere Krane von derselben gespeist werden.

Die größte Stromstärke tritt auf, wenn die beiden 50 PS-Motoren zu gleicher Zeit anlaufen, d. h. 1050 Amp. Wird zu gleicher Zeit gefahren und mit der großen Winde gehoben, so treten dauernd für die Belastung der Hauptleitung 700 Amp. auf. Diese Stromstärken wären zu berücksichtigen.

Beispiel Nr. 11.

Viermotorenlaufkran für Drehstrombetrieb; Spannweite 13 m, Tragfähigkeit: für die Hauptwinde 40 t, für die Hilfswinde 7,5 t.

Erbauer: Ludwig Stuckenholz, Wetter a. Ruhr.

Elektrische Ausrüstung: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Arbeitsplatz: Hütte Phönix, Laar b. Ruhrort.

(Taf. XLV bis XLVII.)

Konstruktionsgrundlagen. Spannweite und Tragfähigkeit s. vorstehend. Der Kran soll mit einem Hilfshubwerk für 7,5 t Maximallast ausgerüstet werden; dasselbe soll mit dem Haupthubwerk auf derselben Katze sitzen, die Anordnung soll gestatten, mit beiden Lasthaken möglichst nahe an die Kranbahnträger heranzukommen. Die nutzbare Hubhöhe für beide Haken soll 7,5 m betragen. Als Lastgeschwindigkeit sind vorgeschrieben:

Heben mit Hauptwinde	1,75 m/min
Heben mit Hilfswinde	4,25 »
Katzenfahren mit Hilfswinde . . .	18,00 »
Kranfahren mit Hilfswinde	40,00 »

Huborgan für beide Windwerke Drahtseil. Betriebsstrom: Drehstrom von 190 Volt Spannung bei ca. 100 Polwechseln pro Sekunde.

Allgemeine Anordnung. Die Hauptträger sind als vollwandige Blechträger mit geradem Obergurt und polygonalem Untergurt mit Anlehnung an die Parabelform ausgeführt; das Profil ist einfaches I-Profil. An der Anschlußstelle der Hauptträger an die Querträger sind beide gleich hoch und haben gemeinsame Gurtungen. Die Querträger sind in der Mittelebene der Katzenbahn mit Rücksicht auf Bahntransport gelascht. Der Radstand beträgt 2800 mm.

Die Anordnung der Flaschen für die Haupt- und Hilfswinde, welche entsprechend den gestellten Bedingungen gestatten, auf beiden Seiten mit den Haken bis auf ca. 1 m an die Kranbahn Mitte Laufschiene heranzufahren, ermöglicht die Anordnung nur einer Bedienungsgalerie. Dieselbe ist am äußeren Rand durch einen leichten Fachwerksträger unterstützt, dessen Untergurt mit dem der Hauptträger gleiche Linienführung besitzt. Die Galerie ist mit 6 mm-Riffelblech abgedeckt. Der Fahrmotor steht in der Mitte der Spannweite oben auf der Bedienungsgalerie und arbeitet in der üblichen Weise nach beiden Seiten auf die Triebräder des Fahrwerks. Die Laufräder sitzen lose auf den Achsen, die Zahnkränze der Triebräder (Taf. XLVII, Fig. 4) sind angeschraubt.

Das Gerüst der Laufkatze ist aus Profileisen zusammengebaut; die Hauptglieder desselben bilden zwei in der Fahrtrichtung der Katze liegende][-Träger (Taf. XLVI, Fig. 2), welche sich auf die Lager der Laufradachsen stützen (Taf. XLVII, Fig. 1) und durch entsprechende Querverbindungen zu einem Rahmen vereinigt sind, der die Unterstützungsteile für Motoren und Triebwerke aufnimmt. Die Triebräder des Katzfahrwerks sitzen fest auf gemeinsamer Achse, welche vom Katzfahrmotor durch Vermittlung eines Schneckentriebs und einer einfachen Stirnräderübersetzung angetrieben wird.

Die Seilführung beider Hubwindwerke zeigt Zwillingsanordnung, der erforderliche Seilausgleich ist durch Rollen erzielt. Bei der Hilfswinde werden beide Seilenden auf eine mit links- und rechtslaufenden Spiralnuten versehene Trommel aufgewunden; die Hauptwinde hat zwei voneinander getrennt gelagerte Trommeln, welche sich in entgegengesetzter Richtung drehen. Die Anordnung der Seilführung entspricht den Fig. 120b (Hilfswinde) und Fig. 120c (Hauptwinde). Beide Windenmotoren arbeiten zunächst auf ein Schneckentrieb, von welchem aus die Übersetzung auf die Trommeln bei der Hilfswinde durch einfache Stirnräder, bei der Hauptwinde durch zwei Stirnradvorgelege mit einem Umkehrrad für die eine Trommel erfolgt. Die Hubwerksbremsen sind als Bandbremsen mit Gewichtswirkung und Lüftungsmagnet ausgeführt; dieselben greifen im Moment der Stromunterbrechung ein und wirken als Verzögerungs- und Haltebremsen.

Der Führerstand befindet sich seitwärts unter dem Kranträger; die Anlasser der Hubmotore stehen oben auf der Kranbühne, die Gestänge sind so geführt, daß die Steuerhändel dem Kranführer bequem zur Hand

liegen. Die Anlasser des Katz- und Kranfahrmotors werden gemeinsam durch einen Hebel mit Universalgelenk gesteuert.

Beanspruchung der Hauptträger. Das Gewicht der Hauptträger pro 1 m Spannweite kann nach Tab. Nr. 15 zu ca. 1500 kg angenommen werden, also 750 kg pro Träger, das Gewicht der Katze zu ca. 12500 kg unter Berücksichtigung der Hilfswinde. Bei voller Belastung der Hauptwinde ergeben sich für einen Hauptträger, unter der Annahme, daß die vier Laufräder der Katze gleiche Raddrücke äußern, nach § 122 die in Taf. XLV eingetragenen Diagramme der Maximalmomente für Eigengewicht, bewegliche Last und für Gesamtbelastung. Das Maximalmoment der Gesamtbelastung eines Querschnitts links von der Trägermitte ist vorhanden, wenn das linke Laufkatzenrad über dem betr. Querschnitt steht, für die Querschnitte rechts von der Trägermitte ist die Stellung des rechten Laufkatzenrades bestimmend.

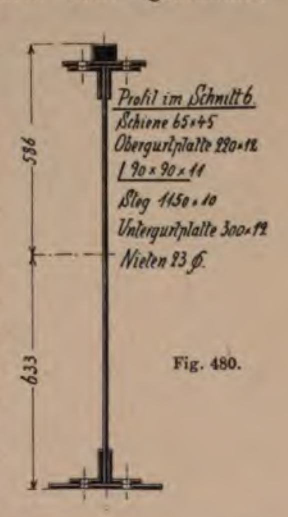


Fig. 480.

Das gewählte Trägerprofil (Fig. 480) und die Linienführung der Untergurtung ergeben als Trägheitsmomente für die einzelnen Schnitte die in Taf. XLV, Fig. 2, angegebenen Werte. Die Berechnung derselben ist für die Schnitte 1 bis 7 mit Hilfe der Tab. Nr. 41 durchgeführt, nachdem die Schwerpunktsachse nach § 3 festgelegt war. Die Laufschiene ist als wirksam ohne Verschwächung dem Profil zugerechnet, die Verschwächung des Querschnitts durch die Gurtungsniete ist berücksichtigt. In sämtlichen Querschnitten des Trägers liegt die gezogene Faser am weitesten von der Schwerpunktsachse entfernt, hier ist die Spannung am größten. Die für die Zugseite berechneten Widerstandsmomente bestimmen die durch das betr. Biegungsmoment hervorgerufene größte Beanspruchung der einzelnen Querschnitte (s. Taf. XLV, Fig. 2). Das Diagramm ergibt die höchste Biegungsbeanspruchung mit ca. 950 kg/qcm (Zug) im Abstand von ca. 1 m zu beiden Seiten der Trägermitte (Taf. XLV, Fig. 2, Schnitt 6).

Für die Beanspruchung der Gurtnieten in der Nähe dieses Querschnitts ergibt sich:

Schienennietung: Teilung ca. 250 mm.

Die Beträge des ΔM für Eigengewicht und bewegliche Last können aus Taf. XLV, Fig. 2, entnommen werden, wenn man berücksichtigt, daß für Eigengewicht die untere Kurve (Parabel) bestimmend ist, für eine bestimmte Stellung der beweglichen Last jedoch die Verbindungslinie des betreffenden Wertes der Maximalkurve mit dem benachbarten Auflager (s. Tab. Nr. 9). Für Schnitt 6 gibt hiernach die Höhe der kleinen, schwarz

markierten Dreiecke, deren Basis gleich der Nietteilung (250 mm) angenommen ist, die gesuchten Werte an; für Eigengewicht kann derselbe vernachlässigt werden, so daß

$$\Delta M \approx 350000 \text{ cmkg}.$$

Die Schienen liegen auf der Druckseite; für dieselbe ist in dem untersuchten Schnitt

$$W = \frac{600000}{58,6} = 10250 \text{ cm}^3.$$

Damit wird

$$\Delta \sigma = \frac{350000}{10250} \approx 34 \text{ kg/qcm}$$

$$\Delta K = 34 \cdot 6,5 \cdot 4,5 \approx 1000 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{1000}{2^2,3 \cdot \frac{\pi}{4}} = \approx 240 \text{ kg/qcm}.$$

Pressung in der Lochwand der Gurtplatte

$$p = \frac{1000}{2,3 \cdot 1,2} \approx 360 \text{ kg/qcm}.$$

Obere Gurtplattennietung: Teilung 125 mm

$$\Delta M = \frac{1}{2} \cdot 350000 = 175000 \text{ cmkg}$$

$$\Delta \sigma = \frac{34}{2} = 17 \text{ kg/qcm}$$

$$\Delta K = 17 (6,5 \cdot 4,5 + [22 - 4,6] 1,2) =$$
$$= 17 \cdot 50,1 \approx 850 \text{ kg}.$$

Die Kraft wird von zwei einschnittigen 23 mm-Nieten aufgenommen.

$$\tau = \frac{850}{2 \cdot 4,15} = 102 \text{ kg/qcm}.$$

Pressung in der Lochwand der Winkel

$$p = \frac{850}{2 \cdot 2,3 \cdot 1,1} \approx 170 \text{ kg/qcm}.$$

Obere Stegnietung: Teilung ca. 110 mm

$$\Delta \sigma = 34 \cdot \frac{11}{25} = 15 \text{ kg/qcm}$$

$$\Delta K = 15,0 (50,1 + 2 \cdot 12,3 \cdot 1,1) =$$
$$= 15,0 \cdot 77,2 \approx 1160 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{1160}{2 \cdot 4,15} \approx 140 \text{ kg/qcm}.$$

Pressung in der Lochwand des Steges:

$$p = \frac{1160}{1 \cdot 2,3} \approx 505 \text{ kg/qcm}.$$

Die Nietung der unteren Gurtung ist niedriger beansprucht.

In der Nähe des untersuchten Schnittes sind Gurtungsbleche, Winkel und Steg gelascht. Die betreffenden Stoßfugen sind gegeneinander ver-

setzt, so daß die drei Verbindungen getrennt voneinander untersucht werden können. Der Untersuchung sollen die Beanspruchungen des Querschnitts Fig. 480 zugrunde gelegt werden, wenngleich der Steg in der Nähe der Laschungen statt 1150 mm 1200 mm hoch ist; es liegt die tatsächliche höchste Beanspruchung dann unter den Rechnungswerten.

Gurtwinkel-Laschung (Untergurt). Die Laschung erfolgt durch zwei Winkel 80 × 80 × 11, welche auf jeder Seite des Steges mit insgesamt drei zweischnittigen 23 mm-Stegnieten und sechs einschnittigen 23 mm-Gurtungsnieten an die Gurtwinkel angeschlossen sind.

σ_b ist an der äußersten gezogenen Faser ca. 950 kg/qcm, die Zugkraft der Gurtungswinkel daher annähernd

$$950 \cdot (9{,}0 + 7{,}9 - 2{,}3) \cdot 1{,}1 \cdot 2 \approx 30000 \text{ kg.}$$

Dieselbe ist von den Laschwinkeln und ihren Anschlußnieten zu übertragen.

$$\sigma_z = \frac{30000}{2 \cdot (8{,}0 + 6{,}9 - 2{,}3)\ 1{,}1} \approx 1080 \text{ kg/qcm}$$

$$\tau = \frac{30000}{12 \cdot 4{,}15} = 600 \text{ kg/qcm.}$$

Gurtplattenlaschung (Untergurt). Am stärksten beansprucht rechts vom Stoß (Taf. XLVI, Fig. 1). Lasche 300 × 12, Verbindung mit der Gurtplatte durch 10 einschnittige 23 mm-Nieten. Die Zugspannung der Gurtung von 950 kg/qcm erzeugt eine Gurtungskraft von

$$950 \cdot (30 - 2 \cdot 2{,}3) \cdot 1{,}2 \approx 29000 \text{ kg.}$$

Es wird somit für die Nieten

$$\tau = \frac{29000}{10 \cdot 4{,}15} \approx 700 \text{ kg/qcm.}$$

Die Spannung ist in Wirklichkeit geringer, zunächst aus dem vorstehend erwähnten Grunde, dann aber auch, weil ein Teil der zu übertragenden Kraft auch von den Gurtwinkeln aufgenommen wird und so die Nieten als zweischnittige Nieten wirken. (Vgl. im übrigen Schlußbemerkung zu Tab. Nr. 6.) Die Lasche hat denselben Querschnitt als das Gurtungsblech und ist demnach wie dieses beansprucht.

Steglaschen. Nach § 126 muß das Trägheitsmoment der Doppellasche gleich dem Trägheitsmoment des Steges sein, damit die Spannungen an den äußeren Fasern des Profils in der Nähe des Stoßes dieselben bleiben.

Nach Fig. 480 berechnet sich mit Hilfe von Tab. Nr. 41 das Trägheitsmoment des Steges in bezug auf die neutrale Achse

$$\Theta_s = 129173 \text{ cm}^4.$$

Die Lasche ergibt bei der gewählten Ausführung (sie deckt nur das Stegblech bis an den inneren Schenkel der Gurtwinkel) pro 1 cm Breite ein Trägheitsmoment von 78109 cm⁴. Die gesamte Laschenstärke wäre demnach

$$\frac{129173}{78109} = 16{,}5 \text{ mm,}$$

jede Lasche müßte mit 8,25 mm ausgeführt werden, die Ausführung **zeigt** 8 mm.

Für die Laschennieten wird (s. § 126), wenn die einseitige **Lage** der neutralen Achse vernachlässigt wird, mit 9,5 cm **senkrechter Nietteilung**

$$\Theta_p = \Sigma \cdot f \cdot a^2 \doteq 270\,000 \text{ cm}^4.$$

Angenähert ist (s. Fig. 480)

$$M_s = \frac{\Theta_s}{63{,}3} \cdot 950 \doteq 1\,940\,000 \text{ cmkg}.$$

Der größte Nietabstand von der neutralen Faser ist ca. 475 mm, so **daß**

$$\tau_d = \frac{1\,940\,000}{\frac{270\,000}{47{,}5}} \doteq 410 \text{ kg/qcm}.$$

Die größte Vertikalkraft des Querschnitts ist gleich der Auflagerreaktion für die ungünstigste Laststellung (linkes Rad über dem Querschnitt) vermindert um das Eigengewicht des linken Trägerteiles (s. § 120). **Der** Querschnitt liegt annähernd in der Mitte der Spannweite, daher ist **die** Auflagerreaktion

$$A = \frac{13\,125\,(6{,}5 + 4{,}7)}{13} + \frac{750 \cdot 13}{2} = 16\,175 \text{ kg}.$$

Eigengewicht des linken Trägerteils = 4875 kg.

Vertikalkraft des Querschnitts:

$$V = 16\,175 - 4875 = 11\,300 \text{ kg}.$$

Dieselbe soll von den auf einer Seite des Stoßes liegenden **Laschen**nieten übertragen werden. Gleichmäßige Verteilung vorausgesetzt, **wird**

$$\tau_s = \frac{11\,300}{2 \cdot 32 \cdot 4{,}15} \doteq 42{,}5 \text{ kg/qcm}.$$

Für die in der Nähe der Gurtung befindlichen Nieten wird

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_s^2} = \sqrt{370^2 + 42{,}5^2} = 372 \text{ kg/qcm}.$$

Anhang.

Profiltabellen.

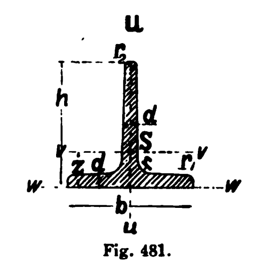


Fig. 481.

Tabelle Nr. 35. T-Eisen.

(Normalprofile.)

Profil Nr.	Abmessungen b mm	h mm	d mm	r mm	r_1 mm	r_2 mm	Querschnitt F qcm	Gewicht G kg/m	Schwerpunkts-abstand Z cm	Trägheitsmomente Θ_v cm⁴	Θ_u cm⁴	Θ_w cm⁴	Profil Nr.
N.-P.													N.-P.
4/4	40	40	5	5	2,5	1	3.77	2,94	1,12	5,28	2,58	10,0	4/4
5/5	50	50	6	6	3	1,5	5,66	4,42	1,39	12,1	6,06	23,0	5/5
6/6	60	60	7	7	3,5	2	7.94	6,19	1,66	23,8	12,2	45.7	6/6
7/7	70	70	8	8	4	2	10,6	8,27	1,94	44.5	22,1	84.4	7/7
8/8	80	80	9	9	4.5	2	13,6	10,6	2,22	73.7	37,0	141	8/8
9/9	90	90	10	10	5	2,5	17,1	13.3	2,48	119	58.5	224	9/9
10/10	100	100	11	11	5.5	3	20,9	16,3	2.74	179	88.3	336	10/10
12/12	120	120	13	13	6,5	3	29,6	23,1	3,28	366	178	684	12/12
6/3	60	30	5,5	5.5	3	1,5	4,64	3,62	0,67	2,58	8,62	4.66	6/3
8/4	80	40	7	7	3.5	2	7.91	6,17	0,88	7,81	28,5	13.9	8/4
10/5	100	50	8,5	8,5	4	2	12,0	9,38	1,09	18,7	67,7	33,0	10/5
12/6	120	60	10	10	5	2,5	17,0	13,2	1,30	38,0	137	66,7	12/6

Tabelle Nr. 36. ∟-Eisen.

(Normalprofile.)

Profil Nummer	Abmessungen b mm	d mm	r mm	r_1 mm	Querschnitt f qcm	Gewicht kg/m	Schwerpunktsabstände e cm	s cm	Trägheitsmomente Θ_x cm⁴	Θ_y cm⁴	Θ_w cm⁴	Θ_u cm⁴	Profil-Nummer
N.-P. 3	30	4 6	5	2,5	2,27 3,27	1,77 2,55	1,24 1,30	0,89 0,96	2,85 3,91	0,76 1,06	3,66 5,50	1,81 2,49	N. P. 3
3½	35	4 6	5	2,5	2,67 3,87	2,08 3,02	1,41 1,53	1,00 1,08	4,68 6,50	1,24 1,77	5,63 8,04	2,96 4,14	3½
4	40	4 6 8	6	3	3,08 4,48 5,80	2,42 3,49 4,52	1,58 1,70 1,81	1,12 1,20 1,28	7,09 9,98 12,4	1,86 2,67 3,38	8,34 12,8 17,4	4,48 6,33 7,89	4
4½	45	5 7 9	7	3,5	4,30 5,86 7,34	3,36 4,57 5,73	1,81 1,92 2,04	1,28 1,36 1,44	12,4 16,4 19,8	3,25 4,39 5,40	14,9 21,2 27,8	7,83 10,40 12,6	4½
5	50	5 7 9	7	3,5	4,80 6,56 8,24	3,75 5,12 6,43	1,98 2,11 2,21	1,40 1,49 1,56	17,4 23,1 28,1	4,59 6,02 7,67	20,4 29,1 37,9	11,0 14,6 17,9	5
5½	55	6 8 10	8	4	6,31 8,23 10,07	4,92 6,42 7,85	2,21 2,32 2,43	1,56 1,64 1,72	27,4 34,8 41,4	7,24 9,35 11,27	32,7 44,2 56,1	17,3 22,1 26,3	5½
6	60	6 8 10	8	4	6,91 9,03 11,07	5,39 7,04 8,63	2,39 2,50 2,62	1,69 1,77 1,85	36,1 46,1 55,1	9,43 12,1 14,6	42,5 57,4 72,7	22,8 29,1 34,9	6
6½	65	7 9 11	9	4,5	8,70 10,98 13,18	6,79 8,56 10,30	2,62 2,73 2,83	1,85 1,93 2,00	53,0 65,4 76,8	13,8 17,2 20,7	63,2 82,2 101	33,4 41,3 48,8	6½

Nr.	b	d	r	r_1	f	G	e	z	Θ_x	Θ_y	Θ_w	Θ_u	Nr.
7	70	7 9 11	9	4,5	9,40 11,88 14,28	7,33 9,26 11,13	2,79 2,90 3,01	1,97 2,05 2,13	67,1 83,1 97,6	17,6 22,0 26,0	78,8 102 127	42,4 52,6 61,8	7
$7^1/_2$	75	8 10 12	10	5	11,47 14,11 16,67	8,94 11,00 13,00	3,01 3,12 3,24	2,13 2,21 2,29	93,3 113,0 130	24,4 29,8 34,7	111 140 170	58,9 71,4 82,4	$7^1/_2$
8	80	8 10 12	10	5	12,27 15,11 17,87	9,57 11,78 13,94	3,20 3,31 3,41	2,26 2,34 2,41	115 139 161	29,6 35,9 43,0	135 170 206	72,3 87,5 102	8
9	90	9 11 13	11	5,5	15,52 18,72 21,84	12,1 14,6 17,0	3,59 3,70 3,81	2,54 2,62 2,70	184 218 250	47,8 57,1 65,9	216 266 317	116 138 158	9
10	100	10 12 14	12	6	19,15 22,71 26,19	14,9 17,7 20,4	3,99 4,10 4,21	2,82 2,9 2,98	280 328 372	73,3 86,2 98,3	329 398 468	177 207 235	10
11	110	10 12 14	12	6	21,15 25,11 28,99	16,5 19,6 22,6	4,34 4,45 4,54	3,07 3,15 3,21	379 444 505	98,6 116,0 133,0	438 529 618	239 280 319	11
12	120	11 13 15	13	6,5	25,37 29,69 33,93	19,8 23,2 26,5	4,75 4,86 4,96	3,36 3,44 3,51	541 625 705	140 162 186	627 745 864	341 394 446	12
13	130	12 14 16	14	7	29,97 34,65 39,25	23,4 27,0 30,6	5,15 5,26 5,37	3,64 3,72 3,80	750 857 959	194 223 251	869 1020 1172	472 540 605	13
14	140	13 15 17	15	7,5	34,95 39,99 44,95	27,3 31,2 35,1	5,54 5,66 5,77	3,92 4,00 4,08	1014 1148 1276	262 298 334	1175 1363 1553	638 723 805	14
15	150	14 16 18	16	8	40,31 45,71 51,03	31,4 35,7 39,9	5,95 6,07 6,17	4,20 4,30 4,40	1343 1507 1665	347 391 438	1556 1794 2039	845 949 1052	15
16	160	15 17 19	17	8,5	46,06 51,82 57,50	35,9 40,4 44,9	6,35 6,46 6,58	4,50 4,60 4,70	1745 1945 2137	453 506 558	2032 2322 2618	1099 1226 1348	16

Tabelle Nr. 37. ∟-Eisen.

(Normalprofile.)

Fig. 488.

Profil Nummer	Abmessungen b	B	d	r	r_1	Querschnitt f qcm	Gewicht kg/m	Schwerpunktsabstände s cm	s_1 cm	tg α	Trägheitsmomente Θ_x cm⁴	Θ_y cm⁴	Θ_v cm⁴	Θ_u cm⁴	Profil-Nummer
N.-P. 3/4½	30	45	3	3,5	2	2,17	1,69	1,44	0,7	0,430	4,62	0,93	1,62	4,46	N.-P. 3/4½
			4	4,5		2,87	2,24	1,48	0,74	0,4334	6,63	1,19	2,05	5,77	
			5	4,5		3,53	2,75	1,52	0,78	0,4288	8,01	1,44	2,46	6,99	
3/6	30	60	3	4	2	2,63	2,05	2,09	0,61	0,261	10,5	1,15	1,73	9,93	3/6
			5	6	3	4,29	3,35	2,15	0,68	0,2544	16,5	1,71	2,61	15,6	
			7	6	3	5,85	4,56	2,24	0,76	0,2479	21,8	2,28	3,42	20,7	
4/6	40	60	4	5	2,5	3,87	3,02	1,92	0,94	0,434	16,3	3,05	5,08	14,3	4/6
			5	6	3	4,79	3,74	1,95	0,97	0,4319	19,8	3,66	6,19	17,3	
			7	6	3	6,55	5,11	2,04	1,05	0,4275	26,3	4,63	8,08	22,9	
4/8	40	80	4	5,5	3	4,67	3,64	2,78	0,81	0,262	33,0	3,67	5,44	31,2	4/8
			6	7	3,5	6,89	5,37	2,85	0,88	0,2568	47,6	4,99	7,66	44,9	
			8	7	3,5	9,01	7,03	2,94	0,96	0,2518	60,8	6,41	9,70	57,5	
4½/6½	45	65	4	5	2,5	4,27	3,33	2,04	1,06	0,529	21,0	4,79	7,3	18,5	4½/6½
5/6½	50	65	5	6,5	3,5	5,54	4,32	1,99	1,25	0,584	29,0	6,21	12,0	23,2	5/6½
5/7½	50	75	5	6,5	3,5	6,04	4,71	2,4	1,17	0,415	40,0	7,83	12,4	35,4	5/7½
			7	8	4	8,33	6,50	2,47	1,24	0,4304	53,1	9,58	16,4	46,3	
			9	8	4	10,5	8,20	2,56	1,32	0,4272	65,4	11,9	20,1	57,2	

Nr.	b	B	d	r	r_1	f	G_m	z	z_1	tg α	Θ_x	Θ_y	Θ_v	Θ_u	Nr.
5/10	50	100	5	7	3,5	7,28	5,68	3,48	1,01	0,261	80,9	8,83	13,4	76,3	5/10
			7	7	3,5	10,04	7,83	3,57	1,09	0,261	110	11,7	18,0	104	
			8	9	4,5	11,5	8,93	3,59	1,12	0,2565	123	12,8	19,6	116	
			10	9	4,5	14,1	11,0	3,67	1,2	0,2658	150	14,6	23,6	141	
$6^1/_2/7^1/_2$	65	75	6	8	4	8,11	6,33	2,19	1,7	0,732	59,9	15,6	31,1	44,4	$6^1/_2/7^1/_2$
			8	8		10,63	8,29	2,28	1,79	0,721	76,1	20,6	39,4	57,3	
$6^1/_2/10$	65	100	6	8	4	9,61	7,50	3,21	1,48	0,410	112	20,2	33,5	98,7	$6^1/_2/10$
			8	8	4	12,6	9,85	3,29	1,56	0,413	145	25,7	43,3	127	
			9	10	5	14,2	11,0	3,31	1,59	0,4101	160	26,8	46,6	140	
			11	10	5	17,1	13,3	3,4	1,67	0,4074	189	32,9	55,3	167	
$6^1/_2/13$	65	130	6	8,5	4,5	11,4	8,90	4,5	1,29	0,264	214	23,7	35,5	202	$6^1/_2/13$
			8	8,5	4,5	15,0	11,72	4,59	1,38	0,261	280	29,5	45,4	264	
			10	11	5,5	18,6	14,5	4,65	1,45	0,2569	339	35,4	54,4	320	
			12	11	5,5	22,1	17,2	4,75	1,53	0,2549	395	41,3	62,8	374	
$7^1/_2/9$	75	90	6	8,5	4,5	9,61	7,49	2,60	1,89	0,661	101	26,1	48,7	78,4	$7^1/_2/9$
			8			12,6	9,85	2,68	1,97	0,657	131	33,6	63,1	102	
$7^1/_2/10$	75	100	7	10	5	11,9	9,26	3,06	1,81	0,543	144	33,8	58,5	119	$7^1/_2/10$
			10			16,6	12,95	3,19	1,95	0,539	197	44,1	78,9	162	
8/12	80	120	9	11	5,5	17,3	13,5	3,88	1,91	0,436	289	52,4	89,4	252	8/12
			10			19,1	14,9	3,92	1,95	0,4348	317	56,8	97,9	276	
			12			22,7	17,7	4,00	2,02	0,4304	370	67,5	115	323	
8/16	80	160	9	13	6,5	21,0	16,4	5,58	1,65	0,262	588	61,1	94,8	554	8/16
			12			27,5	21,5	5,72	1,77	0,2586	762	79,4	122	719	
			14			31,8	24,8	5,81	1,85	0,2679	875	86,0	139	822	
9/20	90	200	9	12,5	6,5	25,4	19,8	7,14	1,72	0,227	1119	91,3	141	1069	9/20
			11			30,8	24,1	7,24	1,8	0,220	1342	113	169	1286	
			13			36,2	28,2	7,33	1,88	0,219	1561	129	195	1495	
10/15	100	150	10	13	6,5	24,1	18,8	4,79	2,33	0,437	631	112	196	547	10/15
			12			28,7	22,4	4,89	2,42	0,4361	747	134	232	649	
			14			33,2	25,9	4,97	2,5	0,4339	854	153	263	744	
10/20	100	200	10	15	7,5	29,2	22,8	6,93	2,01	0,263	1279	134	211	1202	10/20
			12			34,8	27,1	7,03	2,1	0,261	1530	160	247	1443	
			14			40,3	31,4	7,12	2,18	0,296	1759	177	281	1655	

Tabelle Nr. 38. ⊏-Eisen.

(Normalprofile.)

Fig. 484.

Profil Nummer	Abmessungen h mm	b mm	d mm	t mm	r mm	r_1 mm	Querschnitt f qcm	Gewicht kg/m	Schwerpunktsabstand s cm	Trägheitsmoment Θ_v cm⁴	Widerstandsmoment W_v cm³	Trägheitsmoment Θ_u cm⁴	Profil Nummer
N.-P.													N. P.
5	50	38	5	7	7	3,5	7,1	5,6	1,37	26	10,6	9,1	5
6¹/₂	65	42	5,5	7,5	7,5	4	9,0	7,1	1,42	58	18,0	14,1	6¹/₂
8	80	45	6	8	8	4	11,0	8,6	1,45	106	26,5	19,4	8
10	100	50	6	8,5	8,5	4,5	13,5	10,5	1,55	206	41,1	29,3	10
12	120	55	7	9	9	4,5	17,0	13,3	1,60	364	60,7	43,2	12
14	140	60	7	10	10	5	20,4	15,9	1,75	605	86,4	62,7	14
16	160	65	7,5	10,5	10,5	5,5	24,0	18,7	1,84	925	116	85,3	16
18	180	70	8	11	11	5,5	28,0	21,8	1,92	1354	150	114	18
20	200	75	8,5	11,5	11,5	6	32,2	25,1	2,01	1911	191	148	20
22	220	80	9	12,5	12,5	6,5	37,4	29,2	2,14	2690	245	197	22
24	240	85	9,5	13	13	6,5	42,3	33,0	2,23	3598	300	248	24
26	260	90	10	14	14	7	48,3	37,7	2,36	4823	371	317	26
28	280	95	10	15	15	7,5	53,3	41,6	2,53	6276	450	399	28
30	300	100	10	16	16	8	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

Tabelle Nr. 39. I-Eisen.

(Normalprofile.)

Profil Nr.	Abmessungen h mm	b mm	d mm	t mm	r mm	r_1 mm	Querschnitt f qcm	Gewicht kg/m	Trägheitsmoment Θ_v cm⁴	Widerstandsmoment W_v cm³	Trägheitsmoment Θ_u cm⁴
N.-P.											
8	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	7,57	5,9	78	19,5	6,3
9	90	46	4,2	6,3	4,2	2,5	8,99	7,0	117	25,9	8,8
10	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,6	8,3	170	34,1	12,2
11	110	54	4,8	7,2	4,8	2,9	12,3	9,6	238	43,3	16,2
12	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,2	11,1	327	54,5	21,4
13	130	62	5,4	8,1	5,4	3,2	16,1	12,6	435	67,0	27,4
14	140	66	5,7	8,6	5,7	3,4	18,2	14,2	572	81,7	35,2
15	150	70	6,0	9,0	6,0	3,6	20,4	15,9	734	97,9	43,7
16	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,8	17,8	933	117	54,5
17	170	78	6,6	9,9	6,6	4,0	25,2	19,7	1 165	137	66,5
18	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	27,9	21,7	1 444	161	81,3
19	190	86	7,2	10,8	7,2	4,3	30,5	23,8	1 759	185	97,2
20	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	33,4	26,1	2 139	214	117
21	210	94	7,8	11,7	7,8	4,7	36,3	28,3	2 558	244	137
22	220	98	8,1	12,2	8,1	4,9	39,5	30,8	3 055	278	163
23	230	102	8,4	12,6	8,4	5,0	42,6	33,3	3 605	314	188
24	240	106	8,7	13,1	8,7	5,2	46,1	35,9	4 239	353	220
25	250	110	9,0	13,6	9,0	5,4	49,7	38,7	4 954	396	255
26	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	53,3	41,6	5 735	441	287
27	270	116	9,7	14,7	9,7	5,8	57,1	44,5	6 623	491	325
28	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	61,0	47,6	7 575	541	363
29	290	122	10,4	15,7	10,4	6,3	64,8	50,6	8 619	594	403
30	300	125	10,8	16,2	10,8	6,5	69,0	53,8	9 785	652	449
32	320	131	11,5	17,3	11,5	6,9	77,7	60,6	12 493	781	554
34	340	137	12,2	18,3	12,2	7,3	86,7	67,6	15 670	922	672
36	360	143	13,0	19,5	13,0	7,8	97,0	75,7	19 576	1 088	817
38	380	149	13,7	20,5	13,7	8,2	107	83,4	23 978	1 262	972
40	400	155	14,4	21,6	14,4	8,6	118	91,8	29 173	1 459	1 160
42½	425	163	15,3	23,0	15,3	9,2	132	103	36 956	1 739	1 433
45	450	170	16,2	24,3	16,2	9,7	147	115	45 888	2 040	1 722
47½	475	178	17,1	25,6	17,1	10,3	163	127	56 410	2 375	2 084
50	500	185	18,0	27,0	18,0	10,8	179	140	68 736	2 750	2 470
55	550	200	19,0	30,0	19,0	11,9	212	166	99 054	3 602	3 486

Tabelle Nr. 40. Breitflanschige Differdinger Spezialträger.

(System Grey.)

Profil	Höhe h mm	Flanschbreite b mm	Flanschstärke S_1 mm	Flanschstärke S_2 mm	Stegstärke t mm	Querschnitt qcm	Annähernde Gewicht p. m kg	Trägheitsmomente Θ_1 ($\mathcal{J}_1$) cm⁴	Trägheitsmomente Θ_2 ($\mathcal{J}_2$) cm⁴	Widerstandsmomente W_1 cm³	Widerstandsmomente W_2 cm³
Breitfl. Profil											
Nr. 24	240	240	10,5	20,85	10	96,8	76	10 260	3 043	855	254
» 25	250	250	10,9	21,7	10,5	105,1	82,5	12 060	3 575	965	286
» 26	260	260	11,7	22,9	11	115,6	90,7	14 352	4 201	1 104	328
» 27	270	270	11,95	23,6	11,25	123,2	96,7	16 529	4 926	1 224	365
» 28	280	280	12,35	24,4	11,5	131,8	103,4	19 052	5 671	1 361	405
» 29	290	290	12,7	25,2	12	141,1	110,8	21 866	6 417	1 508	443
» 30	300	300	13,25	26,25	12,5	152,1	119,4	25 201	7 494	1 680	500
» 32	320	300	14,1	27	13	160,7	126,2	30 119	7 867	1 882	524
» 34	340	300	14,6	27,5	13,4	167,4	131,4	35 241	8 097	2 073	540
» 36	360	300	16,15	29	14,2	181,5	142,5	42 479	8 793	2 360	586
» 38	380	300	17	29,8	14,8	191,2	150,1	49 496	9 175	2 605	612
» 40	400	300	18,2	31	15,5	203,6	159,8	57 834	9 721	2 892	648
» 42½	425	300	19	31,75	16	213,9	167,9	68 249	10 078	3 212	672
» 45	450	300	20,3	33	17	229,3	180	80 887	10 668	3 595	711
» 47½	475	300	21,35	34	17,6	242	190	94 811	11 142	3 992	743
» 50	500	300	22,6	35,2	19,4	261,7	205,5	111 283	11 718	4 451	781
» 55	550	300	24,5	37	20,6	288	226,1	145 957	12 582	5 308	839
» 65	650	300	25	37,5	21,1	314,5	246,9	217 402	12 814	6 690	854
» 75	750	300	25	37,5	21,1	335,7	263,5	302 560	12 823	8 068	855

Tabelle Nr. 41.

Zur Berechnung von Trägheitsmomenten.

(Auszug aus: Universaltabelle zur Berechnung von Trägheitsmomenten genieteter Profile von 0—200 cm, von 0,2 zu 0,2 cm steigend.

Verlag von Boysen & Maasch, Hamburg.)

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
45,0	7594	15188	22781	30375	37969	45563	53156	60750	68344
45,2	7695	15391	23086	30782	38477	46173	53868	61564	69259
45,4	7798	15596	23394	31192	38990	46788	54586	62384	70182
45,6	7902	15803	23705	31606	39508	47409	55311	63213	71114
45,8	8006	16012	24018	32024	40030	48036	56042	64048	72054
46,0	8111	16223	24334	32445	40557	48668	56779	64891	73002
46,2	8218	16435	24653	32870	41088	49306	57523	65741	73958
46,4	8325	16650	24974	33299	41624	49949	58273	66598	74923
46,6	8433	16866	25299	33732	42164	50597	59030	67463	75896
46,8	8542	17084	25626	34168	42710	51252	59794	68335	76877
47,0	8652	17304	25956	34608	43260	51912	60563	69215	77867
47,2	8763	17526	26289	35051	43814	52577	61340	70103	78866
47,4	8875	17749	26624	35499	44374	53248	62123	70998	79872
47,6	8988	17975	26963	35950	44938	53925	62913	71900	80888
47,8	9101	18203	27304	36405	45506	54608	63709	72810	81912
48,0	9216	18432	27648	36864	46080	55296	64512	73728	82944
48,2	9332	18663	27995	37327	46658	55990	65322	74653	83985
48,4	9448	18897	28345	37793	47242	56690	66138	75587	85035
48,6	9566	19132	28698	38264	47830	57396	66962	76528	86093
48,8	9685	19369	29054	38738	48423	58107	67792	77476	87161
49,0	9804	19608	29412	39216	49020	58824	68629	78433	88237
49,2	9925	19849	29774	39698	49623	59548	69472	79397	89322
49,4	10046	20092	30138	40185	50231	60277	70323	80369	90415
49,6	10169	20337	30506	40675	50843	61012	71181	81349	91518
49,8	10292	20584	30876	41169	51461	61753	72045	82337	92629
50,0	10417	20833	31250	41667	52083	62500	72917	83333	93750

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
50,0	10417	20833	31250	41667	52083	62500	72917	83333	93750
50,2	10542	21084	31627	42169	52711	63253	73795	84337	94880
50,4	10669	21337	32006	42675	53343	64012	74681	85349	96018
50,6	10796	21592	32389	43185	53981	64777	75573	86369	97166
50,8	10925	21849	32774	43699	54624	65548	76473	87398	98322
51,0	11054	22109	33163	44217	55271	66326	77380	88434	99488
51,2	11185	22370	33554	44739	55924	67109	78294	89478	100663
51,4	11316	22633	33949	45266	56582	67898	79215	90531	101848
51,6	11449	22898	34347	45796	57245	68694	80143	91592	103041
51,8	11583	23165	34748	46331	57913	69496	81079	92661	104244
52,0	11717	23435	35152	46869	58587	70304	82021	93739	105456
52,2	11853	23706	35559	47412	59265	71118	82971	94824	106677
52,4	11990	23980	35969	47959	59949	71939	83929	95919	107908
52,6	12128	24255	36383	48511	60638	72766	84893	97021	109149
52,8	12266	24533	36799	49066	61332	73599	85865	98132	110398
53,0	12406	24813	37219	49626	62032	74439	86845	99251	111658
53,2	12547	25095	37642	50190	62737	75284	87832	100379	112927
53,4	12689	25379	38068	50758	63447	76137	88826	101516	114205
53,6	12833	25665	38498	51330	64163	76995	89828	102660	115493
53,8	12977	25953	38930	51907	64884	77860	90837	103814	116791
54,0	13122	26244	39366	52488	65610	78732	91854	104976	118098
54,2	13268	26537	39805	53073	66342	79610	92878	106147	119415
54,4	13416	26832	40247	53663	67079	80495	93910	107326	120742
54,6	13564	27129	40693	54257	67821	81386	94950	108514	122079
54,8	13714	27428	41142	54856	68569	82283	95997	109711	123425
55,0	13865	27729	41594	55458	69323	83187	97052	110917	124781
55,2	14016	28033	42049	56066	70082	84098	98115	112131	126147
55,4	14169	28339	42508	56677	70846	85016	99185	113354	127524
55,6	14323	28647	42970	57293	71617	85940	100263	114586	128910
55,8	14478	28957	43435	57914	72392	86871	101349	115827	130306
56,0	14635	29269	43904	58539	73173	87808	102443	117077	131712
56,2	14792	29584	44376	59168	73960	88752	103544	118336	133128
56,4	14951	29901	44852	59802	74753	89703	104654	119604	134555
56,6	15110	30220	45330	60441	75551	90661	105771	120881	135991
56,8	15271	30542	45813	61083	76354	91625	106896	122167	137438
57,0	15433	30866	46298	61731	77164	92597	108029	123462	138895
57,2	15596	31192	46787	62383	77979	93575	109170	124766	140362
57,4	15760	31520	47280	63040	78800	94560	110320	126079	141839
57,6	15925	31850	47776	63701	79626	95551	111477	127402	143327
57,8	16092	32183	48275	64367	80459	96550	112642	128734	144825
58,0	16259	32519	48778	65037	81297	97556	113815	130075	146334
58,2	16428	32856	49284	65712	82141	98569	114997	131425	147853
58,4	16598	33196	49794	66392	82990	99588	116186	132784	149383
58,6	16769	33538	50308	67077	83846	100615	117384	134153	150923
58,8	16941	33883	50824	67766	84707	101649	118590	135532	152473
59,0	17115	34230	51345	68460	85575	102690	119804	136919	154034
59,2	17290	34579	51869	69158	86448	103737	121027	138316	155606
59,4	17465	34931	52396	69862	87327	104792	122258	139723	157188
59,6	17642	35285	52927	70570	88212	105854	123497	141139	158782
59,8	17821	35641	53462	71282	89103	106924	124744	142565	160385
60,0	18000	36000	54000	72000	90000	108000	126000	144000	162000

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
60,0	18000	36000	54000	72000	90000	108000	126000	144000	162000
60,2	18181	36361	54542	72722	90903	109084	127264	145445	163625
60,4	18362	36725	55087	73450	91812	110174	128537	146899	165262
60,6	18545	37091	55636	74182	92727	111273	129818	148363	166909
60,8	18730	37459	56189	74919	93648	112378	131108	149837	168567
61,0	18915	37830	56745	75660	94575	113490	132406	151321	170236
61,2	19102	38203	57305	76407	95509	114610	133712	152814	171916
61,4	19290	38579	57869	77159	96448	115738	135027	154317	173607
61,6	19479	38957	58436	77915	97394	116872	136351	155830	175309
61,8	19669	39338	59007	78676	98345	118015	137684	157353	177022
62,0	19861	39721	59582	79443	99303	119164	139025	158885	178746
62,2	20053	40107	60160	80214	100267	120321	140374	160428	180481
62,4	20248	40495	60743	80990	101238	121485	141733	161980	182228
62,6	20443	40886	61329	81771	102214	122657	143100	163543	183986
62,8	20639	41279	61918	82558	103197	123837	144476	165115	185755
63,0	20837	41675	62512	83349	104186	125024	145861	166698	187535
63,2	21036	42073	63109	84145	105182	126218	147254	168291	189327
63,4	21237	42473	63710	84947	106183	127420	148657	169893	191130
63,6	21438	42877	64315	85753	107191	128630	150068	171506	192945
63,8	21641	43282	64924	86565	108206	129847	151488	173129	194771
64,0	21845	43691	65536	87381	109227	131072	152917	174763	196608
64,2	22051	44102	66152	88203	110254	132305	154355	176406	198457
64,4	22257	44515	66772	89030	111287	133545	155802	178060	200317
64,6	22466	44931	67397	89862	112328	134793	157259	179724	202190
64,8	22675	45350	68024	90699	113374	136049	158724	181399	204073
65,0	22885	45771	68656	91542	114427	137313	160198	183083	205969
65,2	23097	46195	69292	92389	115487	138584	161681	184779	207876
65,4	23311	46621	69932	93242	116553	139863	163174	186484	209795
65,6	23525	47050	70575	94100	117625	141150	164675	188200	211725
65,8	23741	47482	71223	94963	118704	142445	166186	189927	213668
66,0	23958	47916	71874	95832	119790	143748	167706	191664	215622
66,2	24176	48353	72529	96706	120882	145059	169235	193412	217588
66,4	24396	48792	73189	97585	121981	146377	170774	195170	219566
66,6	24617	49235	73852	98469	123087	147704	172322	196939	221556
66,8	24840	49680	74519	99359	124199	149039	173879	198718	223558
67,0	25064	50127	75191	100254	125318	150381	175445	200509	225572
67,2	25289	50577	75866	101155	126444	151732	177021	202310	227598
67,4	25515	51030	76546	102061	127576	153091	178606	204121	229637
67,6	25743	51486	77229	102972	128715	154458	180201	205944	231687
67,8	25972	51944	77916	103889	129861	155833	181805	207777	233749
68,0	26203	52405	78608	104811	131013	157216	183419	209621	235824
68,2	26435	52869	79304	105738	132173	158607	185042	211476	237911
68,4	26668	53336	80003	106671	133339	160007	186675	213342	240010
68,6	26902	53805	80707	107610	134512	161414	188317	215219	242122
68,8	27138	54277	81415	108554	135692	162830	189969	217107	244246
69,0	27376	54752	82127	109503	136879	164255	191630	219006	246382
69,2	27614	55229	82843	110458	138072	165687	193301	220916	248530
69,4	27855	55709	83564	111418	139273	167128	194982	222837	250692
69,6	28096	56192	84288	112385	140481	168577	196673	224769	252865
69,8	28339	56678	85017	113356	141695	170034	198373	226712	255051
70,0	28583	57167	85750	114333	142917	171500	200083	228667	257250

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$ 1	2	3	4	5	6	7	8	9
70,0	28583	57167	85750	114333	142917	171500	200083	228667	257250
70,2	28829	57658	86487	115316	144145	172974	201803	230632	259461
70,4	29076	58152	87228	116305	145381	174457	203533	232609	261685
70,6	29325	58649	87974	117299	146623	175948	205273	234597	263922
70,8	29575	59149	88724	118298	147873	177447	207022	236597	266171
71,0	29826	59652	89478	119304	149130	178956	208781	238607	268433
71,2	30079	60157	90236	120315	150393	180472	210551	240629	270708
71,4	30333	60666	90999	121331	151664	181997	212330	242663	272996
71,6	30588	61177	91765	122354	152942	183531	214119	244708	275296
71,8	30846	61691	92537	123382	154228	185073	215919	246764	277610
72,0	31104	62208	93312	124416	155520	186624	217728	248832	279936
72,2	31364	62728	94092	125456	156820	188184	219547	250911	282275
72,4	31625	63251	94876	126501	158126	189752	221377	253002	284628
72,6	31888	63776	95664	127552	159440	191329	223217	255105	286993
72,8	32152	64305	96457	128609	160762	192914	225067	257219	289371
73,0	32418	64836	97254	129672	162090	194508	226927	259345	291763
73,2	32685	65371	98056	130741	163426	196112	228797	261482	294167
73,4	32954	65908	98862	131816	164770	197723	230677	263631	296585
73,6	33224	66448	99672	132896	166120	199344	232568	265792	299016
73,8	33496	66991	100487	133982	167478	200974	234469	267965	301460
74,0	33769	67537	101306	135075	168843	202612	236381	270149	303918
74,2	34043	68086	102130	136173	170216	204259	238302	272346	306389
74,4	34319	68638	102958	137277	171596	205915	240235	274554	308873
74,6	34597	69193	103790	138387	172984	207580	242177	276774	311371
74,8	34876	69751	104627	139503	174379	209254	244130	279006	313882
75,0	35156	70313	105469	140625	175781	210938	246094	281250	316406
75,2	35438	70877	106315	141753	177191	212630	248068	283506	318944
75,4	35722	71444	107165	142887	178609	214331	250052	285774	321496
75,6	36007	72014	108020	144027	180034	216041	252047	288054	324061
75,8	36293	72587	108880	145173	181466	217760	254053	290346	326640
76,0	36581	73163	109744	146325	182907	219488	256069	292651	329232
76,2	36871	73742	110613	147484	184354	221225	258096	294967	331838
76,4	37162	74324	111486	148648	185810	222972	260134	297296	334458
76,6	37455	74909	112364	149818	187273	224728	262182	299637	337091
76,8	37749	75497	113246	150995	188744	226492	264241	301990	339739
77,0	38044	76089	114133	152178	190222	228267	266311	304355	342400
77,2	38342	76683	115025	153367	191708	230050	268391	306733	345075
77,4	38640	77281	115921	154562	193202	231842	270483	309123	347764
77,6	38941	77881	116822	155763	194704	233644	272585	311526	350466
77,8	39243	78485	117728	156970	196213	235455	274698	313941	353183
78,0	39546	79092	118638	158184	197730	237276	276822	316368	355914
78,2	39851	79702	119553	159404	199255	239106	278957	318808	358659
78,4	40158	80315	120473	160630	200788	240945	281103	321260	361418
78,6	40466	80931	121397	161863	202328	242794	283259	323725	364191
78,8	40775	81551	122326	163101	203877	244652	285427	326203	366978
79,0	41087	82173	123260	164346	205433	246519	287606	328693	369779
79,2	41399	82799	124198	165598	206997	248397	289796	331195	372595
79,4	41714	83428	125142	166855	208569	250283	291997	333711	375425
79,6	42030	84060	126090	168119	210149	252179	294209	336239	378269
79,8	42347	84695	127042	169390	211737	254085	296432	338780	381127
80,0	42667	85333	128000	170667	213333	256000	298667	341333	384000

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
80,0	42 667	85 333	128 000	170 667	213 333	256 000	298 667	341 333	384 000
80,2	42 987	85 975	128 962	171 950	214 937	257 925	300 912	343 900	386 887
80,4	43 310	86 620	129 930	173 239	216 549	259 859	303 169	346 479	389 789
80,6	43 634	87 268	130 902	174 536	218 169	261 803	305 437	349 071	392 705
80,8	43 960	87 919	131 879	175 838	219 798	263 757	307 717	351 676	395 636
81,0	44 287	88 574	132 860	177 147	221 434	265 721	310 007	354 294	398 581
81,2	44 616	89 231	133 847	178 462	223 078	267 694	312 309	356 925	401 540
81,4	44 946	89 892	134 838	179 784	224 730	269 677	314 623	359 569	404 515
81,6	45 278	90 556	135 835	181 113	226 391	271 669	316 947	362 226	407 504
81,8	45 612	91 224	136 836	182 448	228 060	273 672	319 284	364 896	410 508
82,0	45 947	91 895	137 842	183 789	229 737	275 684	321 631	367 579	413 526
82,2	46 284	92 569	138 853	185 137	231 422	277 706	323 990	370 275	416 559
82,4	46 623	93 246	139 869	186 492	233 115	279 738	326 361	372 984	419 607
82,6	46 963	93 927	140 890	187 853	234 817	281 780	328 743	375 707	422 670
82,8	47 305	94 611	141 916	189 221	236 526	283 832	331 137	378 442	425 748
83,0	47 649	95 298	142 947	190 596	238 245	285 894	333 542	381 191	428 840
83,2	47 994	95 988	143 983	191 977	239 971	287 965	335 959	383 954	431 948
83,4	48 341	96 682	145 023	193 365	241 706	290 047	338 388	386 729	435 070
83,6	48 690	97 380	146 069	194 759	243 449	292 139	340 828	389 518	438 208
83,8	49 040	98 080	147 120	196 160	245 200	294 240	343 280	392 320	441 360
84,0	49 392	98 784	148 176	197 568	246 960	296 352	345 744	395 136	444 528
84,2	49 746	99 491	149 237	198 983	248 728	298 474	348 219	397 965	447 711
84,4	50 101	100 202	150 303	200 404	250 505	300 606	350 707	400 808	450 909
84,6	50 458	100 916	151 374	201 832	252 290	302 748	353 206	403 664	454 122
84,8	50 817	101 633	152 450	203 267	254 083	304 900	355 717	406 533	457 350
85,0	51 177	102 354	153 531	204 708	255 885	307 062	358 240	409 417	460 594
85,2	51 539	103 078	154 618	206 157	257 696	309 235	360 774	412 313	463 853
85,4	51 903	103 806	155 709	207 612	259 515	311 418	363 321	415 224	467 127
85,6	52 269	104 537	156 806	209 074	261 343	313 611	365 880	418 148	470 417
85,8	52 636	105 271	157 907	210 543	263 179	315 814	368 450	421 086	473 722
86,0	53 005	106 009	159 014	212 019	265 023	318 028	371 033	424 037	477 042
86,2	53 375	106 751	160 126	213 501	266 877	320 252	373 627	427 003	480 378
86,4	53 748	107 495	161 243	214 991	268 739	322 486	376 234	429 982	483 729
86,6	54 122	108 244	162 365	216 487	270 609	324 731	378 853	432 975	487 096
86,8	54 498	108 995	163 493	217 991	272 488	326 986	381 484	435 981	490 479
87,0	54 875	109 751	164 626	219 501	274 376	329 252	384 127	439 002	493 877
87,2	55 255	110 509	165 764	221 018	276 273	331 527	386 782	442 037	497 291
87,4	55 636	111 271	166 907	222 543	278 178	333 814	389 449	445 085	500 721
87,6	56 018	112 037	168 055	224 074	280 092	336 111	392 129	448 148	504 166
87,8	56 403	112 806	169 209	225 612	282 015	338 418	394 821	451 224	507 627
88,0	56 789	113 579	170 368	227 157	283 947	340 736	397 525	454 315	511 104
88,2	57 177	114 355	171 532	228 710	285 887	343 064	400 242	457 419	514 597
88,4	57 567	115 135	172 702	230 269	287 836	345 404	402 971	460 538	518 105
88,6	57 959	115 918	173 877	231 835	289 794	347 753	405 712	463 671	521 630
88,8	58 352	116 705	175 057	233 409	291 761	350 114	408 466	466 818	525 170
89,0	58 747	117 495	176 242	234 990	293 737	352 485	411 232	469 979	528 727
89,2	59 144	118 289	177 433	236 577	295 722	354 866	414 010	473 155	532 299
89,4	59 543	119 086	178 629	238 172	297 715	357 258	416 802	476 345	535 888
89,6	59 944	119 887	179 831	239 774	299 718	359 662	419 605	479 549	539 492
89,8	60 346	120 692	181 038	241 384	301 729	362 075	422 421	482 767	543 113
90,0	60 750	121 500	182 250	243 000	303 750	364 500	425 250	486 000	546 750

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
90,0	60750	121500	182250	243000	303750	364500	425250	486000	546750
90,2	61156	122312	183468	244624	305780	366935	428091	489247	550403
90,4	61564	123127	184691	246254	307818	369382	430945	492509	554072
90,6	61973	123946	185919	247892	309866	371839	433812	495785	557758
90,8	62384	124769	187153	249538	311922	374307	436691	499076	561460
91,0	62798	125595	188393	251190	313988	376785	439583	502381	565178
91,2	63213	126425	189638	252850	316063	379275	442488	505700	568913
91,4	63629	127259	190888	254517	318147	381776	445405	509035	572664
91,6	64048	128096	192144	256192	320240	384288	448336	512384	576431
91,8	64468	128937	193405	257874	322342	386810	451279	515747	580215
92,0	64891	129781	194672	259563	324453	389344	454235	519125	584016
92,2	65315	130630	195944	261259	326574	391889	457204	522518	587833
92,4	65741	131482	197222	262963	328704	394445	460185	525926	591667
92,6	66169	132337	198506	264674	330843	397011	463180	529349	595517
92,8	66598	133196	199795	266393	332991	399589	466188	532786	599384
93,0	67030	134060	201089	268119	335149	402179	469208	536238	603268
93,2	67463	134926	202389	269853	337316	404779	472242	539705	607168
93,4	67898	135797	203695	271594	339492	407390	475289	543187	611085
93,6	68335	136671	205006	273342	341677	410013	478348	546684	615019
93,8	68774	137549	206323	275098	343872	412647	481421	550196	618970
94,0	69215	138431	207646	276861	346077	415292	484507	553723	622938
94,2	69658	139316	208974	278632	348290	417948	487607	557265	626923
94,4	70103	140205	210308	280411	350513	420616	490719	560822	630924
94,6	70549	141098	211648	282197	352746	423295	493844	564394	634943
94,8	70998	141995	212993	283990	354988	425986	496983	567981	638979
95,0	71448	142896	214344	285792	357240	428688	500135	571583	643031
95,2	71900	143800	215700	287600	359501	431401	503301	575201	647101
95,4	72354	144708	217063	289417	361771	434125	506480	578834	651188
95,6	72810	145620	218431	291241	364051	436861	509672	582482	655292
95,8	73268	146536	219804	293073	366341	439609	512877	586145	659413
96,0	73728	147456	221184	294912	368640	442368	516096	589824	663552
96,2	74190	148380	222569	296759	370949	445139	519328	593518	667708
96,4	74653	149307	223960	298614	373267	447921	522574	597228	671881
96,6	75119	150238	225357	300476	375595	450714	525833	600952	676072
96,8	75587	151173	226760	302346	377933	453520	529106	604693	680279
97,0	76056	152112	228168	304224	380280	456336	532393	608449	684505
97,2	76528	153055	229583	306110	382638	459165	535693	612220	688748
97,4	77001	154002	231003	308003	385004	462005	539006	616007	693008
97,6	77476	154952	232429	309905	387381	464857	542333	619809	697286
97,8	77953	155907	233860	311814	389767	467721	545674	623628	701581
98,0	78433	156865	235298	313731	392163	470596	549029	627461	705894
98,2	78914	157828	236742	315655	394569	473483	552397	631311	710225
98,4	79397	158794	238191	317588	396985	476382	555779	635176	714573
98,6	79882	159764	239646	319528	399411	479293	559175	639057	718939
98,8	80369	160738	241108	321477	401846	482215	562584	642954	723323
99,0	80858	161717	242575	323433	404291	485150	566008	646866	727724
99,2	81349	162699	244048	325397	406746	488096	569445	650794	732144
99,4	81842	163685	245527	327369	409212	491054	572896	654739	736581
99,6	82337	164675	247012	329349	411687	494024	576361	658699	741036
99,8	82834	165669	248503	331337	414172	497006	579840	662675	745509
100,0	83333	166667	250000	333333	416667	500000	583333	666667	750000

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
100,0	83333	166667	250000	333333	416667	500000	583333	666667	750000
100,2	83834	167669	251503	335337	419172	503006	586840	670675	754509
100,4	84337	168675	253012	337349	421687	506024	590361	674699	759036
100,6	84842	169685	254527	339369	424212	509054	593896	678739	763581
100.8	85349	170699	256048	341398	426747	512096	597446	682795	768144
101,0	85858	171717	257575	343434	429292	515151	601009	686867	772726
101,2	86369	172739	259108	345478	431847	518217	604586	690956	777325
101,4	86883	173765	260648	347530	434413	521295	608178	695060	781943
101,6	87398	174795	262193	349591	436988	524386	611784	699181	786579
101,8	87915	175830	263744	351659	439574	527489	615404	703319	791233
102,0	88434	176868	265302	353736	442170	530604	619038	707472	795906
102,2	88955	177910	266866	355821	444776	533731	622687	711642	800597
102,4	89478	178957	268435	357914	447392	536871	626349	715828	805306
102.6	90004	180008	270011	360015	450019	540023	630027	720030	810034
102,8	90531	181062	271593	362125	452656	543187	633718	724249	814780
103,0	91061	182121	273182	364242	455303	546363	637424	728485	819545
103,2	91592	183184	274776	366368	457960	549552	641144	732737	824329
103,4	92126	184251	276377	368502	460628	552754	644879	737005	829130
103,6	92661	185322	277984	370645	463306	555967	648629	741290	833951
103,8	93199	186398	279597	372796	465995	559193	652392	745591	838790
104,0	93739	187477	281216	374955	468693	562432	656171	749909	843648
104,2	94281	188561	282842	377122	471403	565683	659964	754244	848525
104,4	94824	189649	284473	379298	474122	568947	663771	758595	853420
104,6	95370	190741	286111	381482	476852	572223	667593	762964	858334
104,8	95919	191837	287756	383674	479593	575511	671430	767348	863267
105,0	96469	192938	289406	385875	482344	578813	675281	771750	868219
105,2	97021	194042	291063	388084	485105	582126	679147	776168	873189
105,4	97575	195151	292726	390302	487877	585453	683028	780604	878179
105,6	98132	196264	294396	392528	490660	588792	686924	785056	883188
105,8	98691	197381	296072	394762	493453	592144	690834	789525	888215
106,0	99251	198503	297754	397005	496257	595508	694759	794011	893262
106,2	99814	199628	299443	399257	499071	598885	698699	798514	898328
106,4	100379	200758	301138	401517	501896	602275	702654	803033	903413
106,6	100946	201893	302839	403785	504731	605678	706624	807570	908517
106,8	101516	203031	304547	406062	507578	609093	710609	812124	913640
107,0	102087	204174	306261	408348	510435	612522	714608	816695	918782
107,2	102660	205321	307981	410642	513302	615963	718623	821283	923944
107,4	103236	206472	309708	412944	516181	619417	722653	825889	929125
107,6	103814	207628	311442	415256	519070	622883	726697	830511	934325
107,8	104394	208788	313182	417576	521969	626363	730757	835151	939545
108,0	104976	209952	314928	419904	524880	629856	734832	839808	944784
108.2	105560	211121	316681	422241	527801	633362	738922	844482	950043
108,4	106147	212293	318440	424587	530734	636880	743027	849174	955321
108,6	106735	213471	320206	426941	533677	640412	747147	853883	960618
108.8	107326	214652	321978	429304	536631	643957	751283	858609	965935
109,0	107919	215838	323757	431676	539595	647514	755434	863353	971272
109.2	108514	217028	325543	434057	542571	651085	759600	868114	976628
109,4	109112	218223	327335	436446	545558	654669	763781	872892	982004
109,6	109711	219422	329133	438844	548555	658266	767977	877688	987400
109,8	110313	220626	330938	441251	551564	661877	772189	882502	992815
110,0	110917	221833	332750	443667	554583	665500	776417	887333	998250

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
110,0	110917	221833	332750	443667	554583	665500	776417	887333	998250
110,2	111523	223046	334568	446091	557614	669137	780659	892182	1003705
110,4	112131	224262	336393	448524	560655	672786	784918	897049	1009180
110,6	112742	225483	338225	450966	563708	676450	789191	901933	1014674
110,8	113354	226709	340063	453417	566772	680126	793480	906834	1020189
111,0	113969	227939	341908	455877	569846	683816	797785	911754	1025723
111,2	114586	229173	343759	458346	572932	687518	802105	916691	1031278
111,4	115206	230412	345617	460823	576029	691235	806441	921646	1036852
111,6	115827	231655	347482	463310	579137	694964	810792	926619	1042447
111,8	116451	232903	349354	465805	582256	698708	815159	931610	1048061
112,0	117077	234155	351232	468309	585387	702464	819541	936619	1053696
112,2	117706	235411	353117	470823	588528	706234	823940	941645	1059351
112,4	118336	236672	355009	473345	591681	710017	828354	946690	1065026
112,6	118969	237938	356907	475876	594845	713814	832783	951752	1070721
112.8	119604	239208	358812	478416	598020	717625	837229	956833	1076437
113,0	120241	240483	360724	480966	601207	721449	841690	961931	1082173
113,2	120881	241762	362643	483524	604405	725286	846167	967048	1087929
113,4	121523	243046	364569	486091	607614	729137	850660	972183	1093706
113,6	122167	244334	366501	488668	610835	733002	855169	977336	1099503
113,8	122813	245627	368440	491253	614067	736880	859693	982507	1105320
114,0	123462	246924	370386	493848	617310	740772	864234	987696	1111158
114,2	124113	248226	372339	496452	620565	744678	868791	992904	1117016
114,4	124766	249532	374298	499065	623831	748597	873363	998129	1122895
114,6	125422	250843	376265	501687	627108	752530	877952	1003373	1128795
114,8	126079	252159	378238	504318	630397	756477	882556	1008636	1134715
115,0	126740	253479	380219	506958	633698	760437	887177	1013917	1140656
115,2	127402	254804	382206	509608	637010	764412	891814	1019216	1146618
115,4	128067	256133	384200	512267	640333	768400	896467	1024533	1152600
115,6	128734	257467	386201	514935	643669	772402	901136	1029870	1158603
115,8	129403	258806	388209	517612	647015	776418	905821	1035224	1164627
116,0	130075	260149	390224	520299	650373	780448	910523	1040597	1170672
116,2	130749	261497	392246	522995	653743	784492	915240	1045989	1176738
116,4	131425	262850	394275	525700	657125	788549	919974	1051399	1182824
116,6	132104	264207	396311	528414	660518	792621	924725	1056828	1188932
116,8	132784	265569	398353	531138	663922	796707	929491	1062276	1195060
117,0	133468	266936	400403	533871	667339	800807	934274	1067742	1201210
117,2	134153	268307	402460	536613	670767	804920	939074	1073227	1207380
117,4	134841	269683	404524	539365	674207	809048	943889	1078731	1213572
117,6	135532	271063	406595	542127	677658	813190	948722	1084253	1219785
117,8	136224	272449	408673	544897	681122	817346	953570	1089795	1226019
118,0	136919	273839	410758	547677	684597	821516	958435	1095355	1232274
118,2	137617	275233	412850	550467	688084	825700	963317	1100934	1238550
118,4	138316	276633	414949	553266	691582	829899	968215	1106532	1244848
118,6	139019	278037	417056	556074	695093	834111	973130	1112149	1251167
118,8	139723	279446	419169	558892	698615	838338	978061	1117784	1257508
119,0	140430	280860	421290	561720	702150	842580	983009	1123439	1263869
119,2	141139	282278	423417	564557	705696	846835	987974	1129113	1270252
119,4	141851	283702	425552	567403	709254	851105	992955	1134806	1276657
119,6	142565	285130	427694	570259	712824	855389	997954	1140518	1283083
119,8	143281	286562	429844	573125	716406	859687	1002968	1146250	1289531
120,0	144000	288000	432000	576000	720000	864000	1008000	1152000	1296000

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
120,0	144000	288000	432000	576000	720000	864000	1008000	1152000	1296000
120,2	144721	289442	434164	578885	723606	868327	1013048	1157770	1302491
120,4	145445	290890	436334	581779	727224	872669	1018114	1163558	1309003
120,6	146171	292342	438512	584683	730854	877025	1023196	1169367	1315537
120,8	146899	293798	440698	587597	734496	881395	1028295	1175194	1322093
121,0	147630	295260	442890	590520	738150	885780	1033411	1181041	1328671
121,2	148363	296727	445090	593453	741817	890180	1038543	1186907	1335270
121,4	149099	298198	447297	596396	745495	894594	1043693	1192792	1341891
121,6	149837	299674	449511	599349	749186	899023	1048860	1198697	1348534
121,8	150578	301155	451733	602311	752888	903466	1054044	1204621	1355199
122,0	151321	302641	453962	605283	756603	907924	1059245	1210565	1361886
122,2	152066	304132	456198	608264	760330	912397	1064463	1216529	1368595
122,4	152814	305628	458442	611256	764070	916884	1069698	1222512	1375326
122,6	153564	307129	460693	614257	767821	921386	1074950	1228514	1382078
122,8	154317	308634	462951	617268	771585	925902	1080219	1234536	1388853
123,0	155072	310145	465217	620289	775361	930434	1085506	1240578	1395650
123,2	155830	311660	467490	623320	779150	934980	1090810	1246639	1402469
123,4	156590	313180	469770	626360	782950	939540	1096131	1252721	1409311
123,6	157353	314705	472058	629411	786763	944116	1101469	1258822	1416174
123,8	158118	316236	474353	632471	790589	948707	1106824	1264942	1423060
124,0	158885	317771	476656	635541	794427	953312	1112197	1271083	1429968
124,2	159655	319311	478966	638621	798277	957932	1117588	1277243	1436898
124,4	160428	320856	481284	641712	802139	962567	1122995	1283423	1443851
124,6	161203	322406	483609	644812	806015	967217	1128420	1289623	1450826
124,8	161980	323961	485941	647922	809902	971882	1133863	1295843	1457824
125,0	162760	325521	488281	651042	813802	976563	1139323	1302083	1464844
125,2	163543	327086	490629	654172	817715	981258	1144800	1308343	1471886
125,4	164328	328656	492984	657312	821640	985968	1150295	1314623	1478951
125,6	165115	330231	495346	660462	825577	990693	1155808	1320923	1486039
125,8	165905	331811	497716	663622	829527	995433	1161338	1327244	1493149
126,0	166698	333396	500094	666792	833490	1000188	1166886	1333584	1500282
126,2	167493	334986	502479	669972	837465	1004958	1172451	1339944	1507438
126,4	168291	336581	504872	673163	841453	1009744	1178035	1346325	1514616
126,6	169091	338182	507272	676363	845454	1014545	1183635	1352726	1521817
126,8	169893	339787	509680	679574	849467	1019360	1189254	1359147	1529041
127,0	170699	341397	512096	682794	853493	1024191	1194890	1365589	1536287
127,2	171506	343013	514519	686025	857532	1029038	1200544	1372050	1543557
127,4	172317	344633	516950	689266	861583	1033899	1206216	1378533	1550849
127,6	173129	346259	519388	692518	865647	1038776	1211906	1385035	1558164
127,8	173945	347889	521834	695779	869724	1043668	1217613	1391558	1565503
128,0	174763	349525	524288	699051	873813	1048576	1223339	1398101	1572864
128,2	175583	351166	526749	702333	877916	1053499	1229082	1404665	1580248
128,4	176406	352812	529219	705625	882031	1058437	1234843	1411250	1587656
128,6	177232	354464	531695	708927	886159	1063391	1240623	1417854	1595086
128,8	178060	356120	534180	712240	890300	1068360	1246420	1424480	1602540
129,0	178891	357782	536672	715563	894454	1073345	1252235	1431126	1610017
129,2	179724	359448	539172	718896	898620	1078345	1258069	1437793	1617517
129,4	180560	361120	541680	722240	902800	1083360	1263920	1444480	1625040
129,6	181399	362797	544196	725594	906993	1088391	1269790	1451188	1632587
129,8	182240	364479	546719	728959	911198	1093438	1275677	1457917	1640157
130,0	183083	366167	549250	732333	915417	1098500	1281583	1464667	1647750

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
130,0	183083	366167	549250	732333	915417	1098500	1281583	1464667	1647750
130,2	183930	367859	551789	735719	919648	1103578	1287507	1471437	1655367
130,4	184779	369557	554336	739114	923893	1108671	1293450	1478228	1663007
130,6	185630	371260	556890	742520	928150	1113780	1299410	1485040	1670670
130,8	186484	372968	559453	745937	932421	1118905	1305389	1491873	1678358
131,0	187341	374682	562023	749364	936705	1124046	1311386	1498727	1686068
131,2	188200	376401	564601	752801	941001	1129202	1317402	1505602	1693802
131,4	189062	378125	567187	756249	945311	1134374	1323436	1512498	1701560
131,6	189927	379854	569781	759708	949634	1139561	1329488	1519415	1709342
131,8	190794	381588	572382	763176	953971	1144765	1335559	1526353	1717147
132,0	191664	383328	574992	766656	958320	1149984	1341648	1533312	1724976
132,2	192537	385073	577610	770146	962683	1155219	1347756	1540292	1732829
132,4	193412	386823	580235	773647	967058	1160470	1353882	1547293	1740705
132,6	194289	388579	582868	777158	971447	1165737	1360026	1554316	1748605
132,8	195170	390340	585510	780680	975850	1171020	1366190	1561360	1756530
133,0	196053	392106	588159	784212	980265	1176318	1372372	1568425	1764478
133,2	196939	393878	590817	787755	984694	1181633	1378572	1575511	1772450
133,4	197827	395655	593482	791309	989137	1186964	1384791	1582618	1780446
133,6	198718	397437	596155	794874	993592	1192311	1391029	1589747	1788466
133,8	199612	399224	598837	798449	998061	1197673	1397285	1596898	1796510
134,0	200509	401017	601526	802035	1002543	1203052	1403561	1604069	1804578
134,2	201408	402816	604223	805631	1007039	1208447	1409855	1611262	1812670
134,4	202310	404619	606929	809239	1011548	1213858	1416167	1618477	1820787
134,6	203214	406428	609642	812857	1016071	1219285	1422499	1625713	1828927
134,8	204121	408243	612364	816485	1020607	1224728	1428849	1632971	1837092
135,0	205031	410063	615094	820125	1025156	1230188	1435219	1640250	1845281
135,2	205944	411888	617832	823775	1029719	1235663	1441607	1647551	1853495
135,4	206859	413718	620577	827437	1034296	1241155	1448014	1654873	1861732
135,6	207777	415554	623332	831109	1038886	1246663	1454440	1662217	1869995
135,8	208698	417396	626094	834792	1043489	1252187	1460885	1669583	1878281
136,0	209621	419243	628864	838485	1048107	1257728	1467349	1676971	1886592
136,2	210547	421095	631642	842190	1052737	1263285	1473832	1684380	1894927
136,4	211476	422953	634429	845906	1057382	1268858	1480335	1691811	1903287
136,6	212408	424816	637224	849632	1062040	1274448	1486856	1699264	1911672
136,8	213342	426685	640027	853369	1066712	1280054	1493396	1706739	1920081
137,0	214279	428559	642838	857118	1071397	1285677	1499956	1714235	1928515
137,2	215219	430438	645658	860877	1076096	1291315	1506535	1721754	1936973
137,4	216162	432324	648485	864647	1080809	1296971	1513133	1729294	1945456
137,6	217107	434214	651321	868428	1085536	1302643	1519750	1736857	1953964
137,8	218055	436110	654166	872221	1000276	1308331	1526386	1744441	1962497
138,0	219006	438012	657018	876024	1095030	1314036	1533042	1752048	1971054
138,2	219960	439919	659879	879838	1099798	1319757	1539717	1759677	1979636
138,4	220916	441832	662748	883664	1104580	1325496	1546411	1767327	1988243
138,6	221875	443750	665625	887500	1109375	1331250	1553125	1775000	1996875
138,8	222837	445674	668511	891348	1114185	1337022	1559858	1782695	2005532
139,0	223802	447603	671405	895206	1119008	1342810	1566611	1790413	2014214
139,2	224769	449538	674307	899076	1123845	1348614	1573383	1798152	2022921
139,4	225739	451478	677218	902957	1128696	1354435	1580175	1805914	2031653
139,6	226712	453425	680137	906849	1133561	1360274	1586986	1813698	2040410
139,8	227688	455376	683064	910752	1138440	1366128	1593816	1821505	2049193
140,0	228667	457333	686000	914667	1143333	1372000	1600667	1829333	2058000

h	Werte von $\frac{1}{12} b \cdot h^3$ für $b =$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
140,0	228 667	457 333	686 000	914 667	1 143 333	1 372 000	1 600 667	1 829 333	2 058 000
140,2	229 648	459 296	688 944	918 592	1 148 240	1 377 888	1 607 536	1 837 185	2 066 833
140,4	230 632	461 265	691 897	922 529	1 153 161	1 383 794	1 614 426	1 845 058	2 075 690
140,6	231 619	463 239	694 858	926 477	1 158 096	1 389 716	1 621 335	1 852 954	2 084 574
140,8	232 609	465 218	697 827	930 436	1 163 046	1 395 655	1 628 264	1 860 873	2 093 482
141,0	233 602	467 204	700 805	934 407	1 168 009	1 401 611	1 635 212	1 868 814	2 102 416
141,2	234 597	469 194	703 792	938 389	1 172 986	1 407 583	1 642 180	1 876 778	2 111 375
141,4	235 595	471 191	706 786	942 382	1 177 977	1 413 573	1 649 168	1 884 764	2 120 359
141,6	236 597	473 193	709 790	946 386	1 182 983	1 419 580	1 656 176	1 892 773	2 129 369
141.8	237 601	475 201	712 802	950 402	1 188 003	1 425 603	1 663 204	1 900 804	2 138 405
142,0	238 607	477 215	715 822	954 429	1 193 037	1 431 644	1 670 251	1 908 859	2 147 466
142,2	239 617	479 234	718 851	958 468	1 198 085	1 437 702	1 677 319	1 916 936	2 156 553
142,4	240 629	481 259	721 888	962 518	1 203 147	1 443 777	1 684 406	1 925 035	2 165 665
142,6	241 645	483 289	724 934	966 579	1 208 224	1 449 868	1 691 513	1 933 158	2 174 803
142,8	242 663	485 326	727 989	970 652	1 213 314	1 455 977	1 698 640	1 941 303	2 183 966
143,0	243 684	487 368	731 052	974 736	1 218 420	1 462 104	1 705 787	1 949 471	2 193 155
143,2	244 708	489 416	734 123	978 831	1 223 539	1 468 247	1 712 955	1 957 662	2 202 370
143,4	245 735	491 469	737 204	982 938	1 228 673	1 474 407	1 720 142	1 965 876	2 211 611
143,6	246 764	493 528	740 292	987 057	1 233 821	1 480 585	1 727 349	1 974 113	2 220 877
143.8	247 797	495 593	743 390	991 187	1 238 983	1 486 780	1 734 576	1 982 373	2 230 170
144,0	248 832	497 664	746 496	995 328	1 244 160	1 492 992	1 741 824	1 990 656	2 239 488
144,2	249 870	499 740	749 611	999 481	1 249 351	1 499 221	1 749 092	1 998 962	2 248 832
144,4	250 911	501 823	752 734	1 003 645	1 254 557	1 505 468	1 756 380	2 007 291	2 258 202
144,6	251 955	503 911	755 866	1 007 822	1 259 777	1 511 732	1 763 688	2 015 643	2 267 598
144,8	253 002	506 005	759 007	1 012 009	1 265 011	1 518 014	1 771 016	2 024 018	2 277 021
145,0	254 052	508 104	762 156	1 016 208	1 270 260	1 524 312	1 778 365	2 032 417	2 286 469
145,2	255 105	510 210	765 314	1 020 419	1 275 524	1 530 629	1 785 733	2 040 838	2 295 943
145,4	256 160	512 321	768 481	1 024 642	1 280 802	1 536 962	1 793 123	2 049 283	2 305 444
145,6	257 219	514 438	771 657	1 028 876	1 286 095	1 543 313	1 800 532	2 057 751	2 314 970
145.8	258 280	516 561	774 841	1 033 121	1 291 402	1 549 682	1 807 962	2 066 243	2 324 523
146,0	259 345	518 689	778 034	1 037 379	1 296 723	1 556 068	1 815 413	2 074 757	2 334 102
146.2	260 412	520 824	781 236	1 041 648	1 302 060	1 562 472	1 822 883	2 083 295	2 343 707
146,4	261 482	522 964	784 446	1 045 928	1 307 411	1 568 893	1 830 375	2 091 857	2 353 339
146,6	262 555	525 110	787 666	1 050 221	1 312 776	1 575 331	1 837 887	2 100 442	2 362 997
146.8	263 631	527 263	790 894	1 054 525	1 318 156	1 581 788	1 845 419	2 109 050	2 372 681
147.0	264 710	529 421	794 131	1 058 841	1 323 551	1 588 262	1 852 972	2 117 682	2 382 392
147,2	265 792	531 584	797 377	1 063 169	1 328 961	1 594 753	1 860 545	2 126 337	2 392 130
147,4	266 877	533 754	800 631	1 067 508	1 334 385	1 601 262	1 868 139	2 135 016	2 401 893
147,6	267 965	535 930	803 895	1 071 859	1 339 824	1 607 789	1 875 754	2 143 719	2 411 684
147,8	269 056	538 111	807 167	1 076 222	1 345 278	1 614 334	1 883 389	2 152 445	2 421 501
148,0	270 149	540 299	810 448	1 080 597	1 350 747	1 620 896	1 891 045	2 161 195	2 431 344
148,2	271 246	542 492	813 738	1 084 984	1 356 230	1 627 476	1 898 722	2 169 968	2 441 214
148,4	272 346	544 691	817 037	1 089 383	1 361 728	1 634 074	1 906 420	2 178 765	2 451 111
148,6	273 448	546 897	820 345	1 093 793	1 367 241	1 640 690	1 914 138	2 187 586	2 461 034
148,8	274 554	549 108	823 662	1 098 215	1 372 769	1 647 323	1 921 877	2 196 431	2 470 985
149,0	275 662	551 325	826 987	1 102 650	1 378 312	1 653 975	1 929 637	2 205 299	2 480 962
149,2	276 774	553 548	830 322	1 107 096	1 383 870	1 660 644	1 937 418	2 214 192	2 490 966
149,4	277 888	555 777	833 665	1 111 554	1 389 442	1 667 331	1 945 219	2 223 108	2 500 996
149,6	279 006	558 012	837 018	1 116 024	1 395 030	1 674 036	1 953 042	2 232 048	2 511 054
149,8	280 126	560 253	840 379	1 120 506	1 400 632	1 680 759	1 960 885	2 241 012	2 521 138
150,0	281 250	562 500	843 750	1 125 000	1 406 250	1 687 500	1 968 750	2 250 000	2 531 250

Auszug
aus den Vorschriften für Lieferung von Eisen und Stahl.

Aufgestellt vom Verein deutscher Eisenhüttenleute.[1])

Allgemeine Bestimmungen.

Prüfungsverfahren.

Zur Erkennung der Brauchbarkeit der vorstehend angeführten Materialien kommen folgende Proben in Betracht:

I. Proben mit ungeteilten Gebrauchsstücken.

Kaltproben:

1. Außenbesichtigung,
2. Schlagprobe.
3. Biegeprobe.

II. Proben mit abgetrennten Stücken.

a) Kaltproben:

1. Gewöhnliche Biegeprobe.
2. Lochprobe.
3. Bruchprobe.
4. Zerreißprobe.
5. Verwindungsprobe.

b) Warmproben:

1. Biegeprobe.
2. Härtungsbiegeprobe.
3. Lochprobe.
4. Ausbreit-(Schmiede-) probe.
5. Stauchprobe.

Die Wahl der Stücke, von welchen Probestreifen entnommen werden, bleibt dem Abnahmebeamten vorbehalten, jedoch sollen tunlichst die beim Walzen gefallenen kürzeren Stücke und Abfallenden hierzu Verwendung finden.

Mit sichtbaren Fehlern behaftete Probestücke dürfen nicht verwendet werden.

Die Stäbe für Zerreißproben sind von dem zu untersuchenden Eisen kalt abzutrennen und kalt zu bearbeiten. Die Wirkungen etwaigen Scherenschnitts sowie des Auslochens oder Aushauens sind zuverlässig zu beseitigen.

Wird das Gebrauchsstück ausgeglüht, so sind auch die Probestreifen sorgfältig auszuglühen, im anderen Falle ist das Ausglühen derselben zu unterlassen.

Auf den Probestreifen ist tunlichst die Walzhaut zu belassen.

Die Probestäbe sollen in der Regel eine Versuchslänge von 200 mm bei 300 bis 500 qmm Querschnitt haben. Beträgt der Querschnitt (F) weniger als 300 qmm, so kann die Versuchslänge (l) bestimmt werden nach der Formel:

$$l = 11{,}3 \sqrt{F}$$

---

[1]) Mit Genehmigung des Vereines deutscher Eisenhüttenleute.

Bei Material von 40 mm und mehr Dicke sollen die Probestreifen nicht durch Aushobeln, sondern durch Ausschmieden auf den geeigneten Querschnitt gebracht werden. Über die Versuchslänge hinaus haben die Probestäbe nach beiden Seiten noch auf je 10 mm Länge den gleichen Querschnitt.

Zu Biegeproben sind Materialstreifen von 30 bis 50 mm Breite oder Rundstäbe von einer der Verwendung entsprechenden Dicke zu benutzen. Die Probestücke müssen auf kaltem Wege abgetrennt werden. Die Kanten der Streifen sind abzurunden.

Finden sich nach dem Zerreißen, Biegen usw. anscheinend guter Probestücke Fehlerstellen, so werden die Prüfungsergebnisse aus solchen Stücken nicht berücksichtigt, wenn sie den gestellten Anforderungen nicht genügt haben.

Wenn bei Ausführung der Zerreißprobe der Bruch außerhalb des mittleren Drittels der Versuchslänge des Stabes erfolgt, so ist die Probe zu wiederholen, falls die Dehnung ungenügend ausfällt.

Wenn eine satzweise Prüfung vorgesehen ist, muß alles Material mit der Nummer des Gußsatzes (Charge) versehen sein, aus dem es herrührt.

Entsprechen alle Proben den gestellten Anforderungen, so gilt das zugehörige Material als abgenommen. Für jede nicht genügende Probe müssen aus der betreffenden Materialmenge bzw. aus demselben Gußsatze zwei neue Proben entnommen werden. Entspricht eine derselben wiederum den Anforderungen nicht, so kann das Material verworfen werden.

Die Zerreißmaschinen müssen leicht und sicher auf ihre Richtigkeit geprüft werden können.

Die Profile werden nach den vom Besteller eingesandten Schablonen und Zeichnungen oder nach dem Profilalbum des Werkes gewalzt. Die hierbei zulässigen Abweichungen sind bei den einzelnen Fabrikaten gesondert angeführt.

Geringe äußere Fehler, welche die Haltbarkeit der Gebrauchsstücke nicht beeinträchtigen, sollen kein Hindernis für die Abnahme bilden. Das Wegmeißeln von Walzsplittern und Schalen ist gestattet.

Die endgültige Prüfung und Abnahme erfolgt in dem Werke, falls nichts anderes ausdrücklich vereinbart ist.

Flufseisen und Flufsstahl.

Bauwerk-Flußeisen.

War eine satzweise Prüfung vereinbart, so muß jedes dem Abnahmebeamten vorgelegte Stück die betreffende Satznummer tragen. Aus jedem so vorgelegten Satze dürfen 3 Stück, höchstens jedoch von je 20 oder angefangenen 20 Stück 1 Stück entnommen und zu nachstehenden Proben verwendet werden.

War eine satzweise Prüfung nicht vereinbart, so können von je 100 Stücken 5, höchstens jedoch von je 2000 oder angefangenen 2000 kg desselben Walzprofils 1 Stück zu Probezwecken entnommen werden.

Es soll betragen:

a) bei Material von 7 bis 28 mm Dicke und mindestens 300 qmm Querschnitt der Probe

in der Längsrichtung:

die Zugfestigkeit 37 bis 44 kg, die Dehnung mindestens 20%;

in der Querrichtung:

die Zugfestigkeit 36 bis 45 kg, die Dehnung mindestens 17%.



b) bei Material von 4 bis unter 7 mm Dicke und mindestens 200 qmm Querschnitt der Probe und einer entsprechenden Versuchslänge (siehe S. 430)

in der Längsrichtung:

die Zugfestigkeit 37 bis 46 kg, die Dehnung mindestens 18%;

in der Querrichtung:

die Zugfestigkeit 36 bis 47 kg, die Dehnung mindestens 15%.

c) bei Niet- und Schraubenmaterial:

die Zugfestigkeit 36 bis 42 kg, die Dehnung mindestens 22%.

1. Flacheisen, Formeisen.

a) Biegeproben. Sowohl Längs- als auch Querstreifen sind kirschrotwarm zu machen, in Wasser von etwa 28° C abzuschrecken und dann so zusammenzubiegen, daß sie eine Schleife bilden, deren Durchmesser an der Biegestelle gleich ist: bei Längsstreifen der einfachen, bei Querstreifen der doppelten Dicke des Versuchsstückes. Hierbei dürfen an Längsstreifen keine Risse entstehen; bei Querstreifen sind unwesentliche Oberflächenrisse zulässig.

b) Rotbruchproben. Ein im rotwarmen Zustande auf 6 mm Dicke und etwa 40 mm Breite abgeschmiedeter Probestreifen soll mit einem sich verjüngenden Lochstempel, der 80 mm lang ist und 20 mm Durchmesser am dünnen, 30 mm am dicken Ende hat, im rotwarmen Zustande gelocht werden. Das 20 mm weite Loch soll dann auf 30 mm erweitert werden, ohne daß hierbei ein Einriß in dem Probestreifen entstehen darf.

2. Niet- und Schraubenmaterial.

a) Biegeproben. Rundeisenstäbe sind hellrotwarm zu machen, in Wasser von etwa 28° C abzuschrecken und dann so zusammenzubiegen, daß sie eine Schleife bilden, deren Durchmesser an der Biegestelle gleich der halben Dicke des Versuchsstücks ist. Hierbei dürfen keine Risse entstehen.

b) Stauchproben. Ein Stück Schrauben- oder Nieteisen, dessen Länge gleich dem doppelten Durchmesser ist, soll sich im warmen, der Verwendung entsprechenden Zustande bis auf ein Drittel seiner Länge zusammenstauchen lassen, ohne Risse zu zeigen.

Wird Bauwerk-Flußeisen auf genaue Länge verlangt, so sind folgende Abweichungen zulässig:

1. Bei Flach-, Winkel-, Rund-, Vierkant- und Universaleisen
   Mehrlängen bis zu 20 mm.
2. Bei Formeisen
   Mehrlängen bis zu 50 mm.

Geringerer Spielraum nach besonderer Vereinbarung.

Die Normalgewichte werden aus den Abmessungen und dem spezifischen Gewichte abgeleitet.

Von diesen rechnungsmäßigen Gewichten sind folgende Abweichungen zulässig:

1. Bei Flach-, Winkel-, Rund- und Vierkanteisen im Ganzen ein Mehrgewicht bis zu 3% und ein Mindergewicht bis zu 2%, für einzelne Stäbe ein Mehrgewicht bis zu 5% und ein Mindergewicht bis zu 2%.

2. Universaleisen darf in der Breite ± 3 mm und in der Dicke ± mindestens aber ± 1/2 mm von den vorgeschriebenen Maßen abweichen.

3. Bei Formeisen ± 6% mit der Maßgabe, daß bei größeren eines und desselben Profils eine größere Genauigkeit vereinbart werde

Werden die für einzelne Stäbe oder Platten angeführten Gewichtsabweichungen überschritten, so können die betreffenden Teile zurückgewiesen werden.

Bleche.

Für Bleche sind, soweit anwendbar und soweit nachstehend nicht andere Bestimmungen getroffen sind, die auf Seite 430—31 gegebenen allgemeinen Bestimmungen gültig.

Sind Bleche nach den »Normalbedingungen für die Lieferung von Eisenkonstruktionen für Brücken- und Hochbau, aufgestellt von dem Verband deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine, dem Verein deutscher Ingenieure und dem Verein deutscher Eisenhüttenleute 1893«[1]) zu liefern, so gelten dafür die dort festgesetzten Vorchriften. In allen übrigen Fällen sind nachfolgende Bestimmungen maßgebend.

Man unterscheidet im allgemeinen:

1. Feinbleche in Dicken von unter 5 mm,
2. Grobbleche in Dicken von 5 mm und mehr,
3. Riffel- und Warzenbleche.

Bezüglich der Qualität werden unterschieden:

1. Behälterbleche, dieselben unterliegen Qualitätsvorschriften oder einer Abnahme nur dann, wenn solches besonders vereinbart wurde;
2. Konstruktionsbleche,
3. Schiffsbleche,
4. Kesselbleche, und zwar a) Feuerbleche, b) Mantelbleche.

Zu allen Teilen der feststehenden Dampfkessel, zu den Kesseln der Lokomotiven und Lokomobilen, ferner zu Kochern, Dampffässern usw. sollte nur Feuerblech Verwendung finden. Das Mantelblech darf nur für die zylindrischen Mäntel der Schiffskessel verwendet werden, ratsam ist es aber, auch diese Teile aus Feuerblech herzustellen.

5. Spezialbleche, d. h. solche mit über 50 kg Festigkeit, oder solche, welche aus Legierungen des Eisens hergestellt sind. Für solche bedarf es in allen Fällen besonderer Vereinbarung.

Für die äußere Beschaffenheit der Bleche sind folgende Bestimmungen zu erfüllen:

1. Oberfläche. Die Bleche müssen eine glatte Oberfläche haben und dürfen in dieselbe keine Schlacke oder sonstige Verunreinigungen eingewalzt, auch dürfen keine Blasen, Risse oder sonstige unganzen Stellen vorhanden sein. Walzsplitter oder kleine Schalen dürfen durch Abmeißeln entfernt, auch dürfen geringe, durch Einwalzen von Schlacke entstandene Vertiefungen ausgeebnet werden, soweit hierdurch die Haltbarkeit der Bleche nicht beeinträchtigt wird.

2. Richtung. Bleche werden allgemein nur walzgerade, d. h. so wie sie die Walze verlassen, verkauft. Dieselben können gegen besondere Vergütung auch mit der Richtmaschine kalt gerichtet geliefert werden. Derartig gerichtete Bleche sind jedoch nicht absolut eben.

3. Ausglühen. Alle Bleche unter 4 mm Dicke und alle Kesselbleche werden handelsüblich nur in geglühtem Zustande geliefert. Wird für andere Bleche das Ausglühen gewünscht, so bedarf es einer besonderen Bestellung.

Das Messen der Dicke hat mittels Schraubenlehre zu erfolgen, und müssen die Meßpunkte mindestens 40 mm vom Rande und mindestens 100 mm von den Ecken des Bleches liegen. (Siehe nachstehende Skizze, welche die Ecke einer Blechtafel vorstellt. Auf derselben ist also nur der gestrichelte Teil auf die Dicke zu untersuchen.

---

[1]) Siehe S. 441.

Im allgemeinen sind für die zulässigen Abweichungen von den geforderten Abmessungen in Länge, Breite, Dicke und Gewicht folgende Bestimmungen gültig:

a) Längen- und Breiten-Abweichungen.

1. Bleche unter 5 mm Dicke.

Die Abweichungen für Bleche in fixen Maßen dürfen in Länge und Breite bis zu $+ \frac{1}{2}\,\%$ betragen. Es ist jedoch gestattet, in allen Fällen die bestellte Breite bis zu 6 mm und die bestellte Länge bis zu 10 mm zu überschreiten.

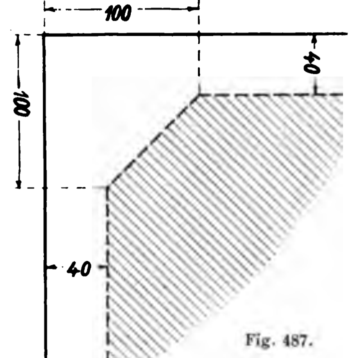


Fig. 487.

Werden Bleche »unfix« verkauft, so dürfen die Abweichungen in der Länge bis $\pm$ 150 mm und in der Breite bis $\pm$ 50 mm betragen.

2. Bleche von 5 mm und größerer Dicke.

Es sollen für Bleche die Abweichungen bis zu $+ \frac{1}{2}\,\%$ betragen dürfen, dieselben sollen jedoch für Bleche unter 20 mm Dicke mindestens + 10 mm und höchstens + 25 mm, für Bleche von 20 mm und größerer Dicke mindestens + 15 und höchstens + 30 mm betragen dürfen.

b) Dicken-Abweichungen.

1. Bleche unter 5 mm Dicke:

Diese Bleche werden im allgemeinen in folgenden Lagergrößen geliefert:

unter	bis einschl.	mm
5 mm (Nr. 2)	1,5 mm (Nr. 15):	800×1600, 1000×2000, 1250×2500
1,5 » (Nr. 15)	0,5 » (Nr. 24):	800×1600, 1000×2000
0,5 » (Nr. 24):	. . . . . .	800×1600

und sind hierfür Dicken-Abweichungen für die einzelnen Bleche bis zu $\pm \frac{3}{4}$ Nummern gestattet.

Werden Bleche in anderen als Lagergrößen verlangt, so dürfen die Dicken-Abweichungen für einzelne Bleche bis zu $\pm$ einer ganzen Nummer betragen.

Wird die Dicke solcher Bleche in besonderen Größen, in Millimetern angegeben, so dürfen die Dicken, an den Längskanten der Bleche gemessen, von der verlangten abweichen,

von unter	5	bis	2	mm einschl.	um	0,25 mm
» »	2	»	1	» »	»	0,15 »
» »	1	»	0,75	» »	»	0,12 »
» »	0,75	»	0,5	» »	»	0,08 »
» »	0,5 mm				»	0,06 »

Überschreiten die Bleche von

		bis einschl.		eine Länge von	oder eine Breite von
unter 5 mm	(Nr. 2)	3 mm	(Nr. 9)	4000 mm	1500 mm
» 3 »	(» 9)	2 »	(» 13)	3500 »	1400 »
» 2 »	(» 13)	1 »	(» 19)	3000 »	1250 »
» 1 »	(» 19)	0,75 »	(» 21)	2500 »	1100 »
» 0,75 »	(» 21)	0,5 »	» 24)	2250 »	1000 »
» 0,5 »	(» 24)			2000 »	800 »

so sind die Bleche so zu nehmen wie sie fallen, wenn die dünnste Stelle von der verlangten Dicke nicht mehr als $\pm$ 10 % abweicht.

2. Bleche von 5 mm und größerer Dicke.

Für Abweichungen in der Dicke einer Platte ist folgende Tabelle maßgebend:

Blechbreite	Unterschied der kleinsten und größten Dicke bei verlangten Blechdicken in Millimetern			
	5 bis 6,9	7 bis 9,9	10 bis 19,9	20 und mehr
	mm	mm	mm	mm
bis 1500 mm	1,2	1,1	1,0	0,9
1501 bis 2000 mm	2,0	1,8	1,7	1,6
2001 » 2500 »	2,8	2,5	2,4	2,2
2501 » 3000 »	—	—	2,9	2,8
3001 und mehr »	—	—	3,4	3,2

Überschreiten die Bleche von

5 bis 6,9 mm eine Breite von 2000 mm oder eine Länge von 6000 mm
7 » 9,9 » » » » 2500 » » » » » 7500 »
10 » 19,9 » » » » 3000 » » » » » 9000 »
20 und mehr » » » » 3250 » » » » » 10000 »

so sind die Bleche so zu nehmen, wie sie fallen, wenn die dünnste Stelle die verlangte Dicke nicht überschreitet.

c) Gewichts-Abweichungen.

1. Bleche unter 5 mm Dicke.

Für die einzelnen Sorten Bleche sind die Über- und Untergewichte gestattet, welche in nachfolgender Tabelle in Prozenten angegeben sind:

	unter 5 mm (Nr. 2) bis einschl. 3 mm (Nr. 9)	unter 3 mm (Nr. 9) bis einschl. 1,5 mm (Nr. 15)	unter 1,5 mm (Nr. 15) bis einschl. 1 mm (Nr. 19)	unter 1 mm (Nr. 19) bis einschl. 0,5 mm (Nr. 24)	unter 0,5 mm (Nr. 24)
Bleche bis zu Lagergrößen . .	5 %	6 %	7 %	8 %	9 %
» über » bis zu den vorstehend angegebenen Maximalgrößen	7 »	8 »	9 »	10 »	11 »

Bleche, welche die vorstehend angegebenen Maximalgrößen überschreiten, sind bezüglich des Gewichtes so zu nehmen wie sie fallen.

Werden Bleche in geringerer Anzahl als 10 Stück von gleicher Größe bestellt, so dürfen die Gewichts-Abweichungen um die Hälfte größer als wie in obiger Tabelle sein.

2. Bleche von 5 mm und größerer Dicke.

Einzelne Bleche sind abzunehmen, wenn deren Gewicht dasjenige nicht überschreitet, welches sich ergibt, wenn zu der bestellten Dicke 70 % der zulässigen Dicken-Abweichung addiert und mit dieser Dicke und der wirklichen Länge und Breite das theoretische Gewicht ermittelt wird. Das Untergewicht darf nicht mehr als 3 % betragen.

Bei Abnahme mehrerer Bleche ist eine Abweichung von $\pm$ 3 % gestattet, mit Ausnahme derjenigen, welche die vorstehend angegebenen größten Maße überschreiten. Diese letzteren sind auch in größerer Stückzahl zu nehmen, wenn das Gewicht dasjenige nicht überschreitet, welches sich ergibt, wenn aus der bestellten Dicke + 70 % der zulässigen Dicken-Abweichung das theoretische Gewicht berechnet wird. Das Untergewicht darf nicht mehr als 5 % betragen.

Riffelbleche dürfen für alle Sorten $\pm$ 10 % in der Dicke und im Gewicht abweichen.

Werden Bleche nach Gütevorschriften bestellt, so haben dieselben folgenden Bedingungen zu genügen:

1. Ort und Kosten der Abnahme: Die Prüfung der Güte der Bleche hat auf dem erzeugenden Hüttenwerk stattzufinden, wobei letzteres alle Kosten, welche durch Bearbeitung der Stäbe, durch Vornahme der Proben und die Besichtigung der Bleche entstehen, zu tragen hat. Werden mehr Proben verlangt wie unten festgelegt ist, so müssen dieselben gegen Extravergütung ausgeführt werden.

2. Proben: Zur Erkennung der Brauchbarkeit der aus Flußeisen gefertigten Bleche sind folgende Proben auszuführen:

   1. Zerreiß- und Dehnungsproben,
   2. Härtungs-Biegeproben,
   3. Schmiedeproben,
   4. Lochproben.

3. Auswahl und Beschaffenheit der Probestücke: Die Bleche werden in der Regel in nicht fertig beschnittenem Zustande zur Auswahl der Proben vorgelegt und die Probestreifen durch Abtrennen mit der Schere aus den Abfallenden entnommen. Probestücke von 5—35 mm Dicke, welche krumm oder windschief sind, dürfen warm gerade gerichtet werden, nach langsamem Erkalten müssen dieselben aber kalt auf die vorgeschriebene Form zugerichtet werden. Probestücke von dickeren Blechen werden durch Schmieden auf 25 mm Dicke warm ausgereckt, dann gut ausgeglüht und gerichtet, im übrigen aber wie nicht geschmiedete Proben von 5—35 mm Dicke weiter behandelt und fertiggestellt. Zerreißproben erhalten auf eine Länge von mindestens 200 mm einen rechtwinkligen Querschnitt. Die eine Seite dieses Rechteckes ist die Blechdicke, die andere Seite ist je nach der Dicke der Bleche 20—40 mm groß.

Das Festhalten der Köpfe der Zerreißproben in der Maschine geschieht durch Backen mit Feilhieben, die den Probestreifen in der Walzhaut angreifen. Biege-, Schmiede- und Lochprobestreifen werden 30—60 mm breit genommen und dürfen an denselben die Längsseiten gehobelt und die scharfen Kanten gebrochen werden.

Zur Prüfung der Güte von Feinblechen und Riffelblechen werden nur Biegeproben gemacht.

4. Anzahl der Probestücke. Von den zur Auswahl der Proben vorgelegten Blechtafeln werden ausgewählt für

bei	Zerreiß-proben	Biege-proben	Schmiede-proben	Loch-proben
Konstruktionsblechen . . . bis	5 %	5 %	—	5 %

und von denselben abwechselnd in der Längs und Querrichtung Probestreifen für die Zerreiß-, Biege-, Schmiede- und Lochproben entnommen.

5. Festigkeit, Dehnung und Gütezahl. Es soll betragen die Festigkeit in Kilogramm pro qmm, die Dehnung in % auf 200 mm Länge und die Gütezahl die Summe der beiden

bei Blechen von	5—7,9 mm			8—28 mm			über 28 mm		
in Güte der	Festigkeit	Dehnung	Güte	Festigkeit	Dehnung	Güte	Festigkeit	Dehnung	Güte
Konstruktionsbleche . .	36—43	18	57	35—42	20	58	34—41	22	59

6. Biegeproben: Bei der Härtungsbiegeprobe werden die Streifen, längs oder quer der Walzrichtung, gleichmäßig erwärmt und bei dunkel-kirschroter Färbung in Wasser von 28° C abgekühlt. Dieselben werden dann um einen Dorn gebogen, dessen Dicke bei Konstruktionsblechen der zweifachen Dicke des Bleches entspricht, wenigstens aber 25 mm dick sein muß. Der Biegungswinkel ist für alle Bleche gleich 180°.

Der Biegungswinkel wird in Graden angegeben. Der Streifen gilt als gebrochen, wenn sich auf der konvexen Seite in der Mitte der Biegungsstelle ein deutlicher Bruch im metallischen Eisen zeigt.

7. Schmiedeproben: Blechstreifen von ungefähr 50 bis 60 mm Breite müssen in rotwarmem Zustande mit der Hammerfinne quer zur Walzrichtung mindestens auf das $1^1/_2$ fache ihrer Breite ausgebreitet werden können, ohne an den Kanten und auf der Fläche Risse zu erhalten.

8. Lochproben: Blechstreifen, die in rotwarmem Zustande in einer Entfernung vom Rande gleich der halben Dicke des Streifens mit dem Lochstempel gelocht werden, dürfen dabei vom Loch nach der Kante nicht aufreißen.

Probestreifen, welche aus den Schrotträndern der Bleche entnommen sind, haben naturgemäß eine Dicke, welche von derjenigen des fertig beschnittenen Bleches mehr oder weniger abweicht.

Schweißeisen.

Bauwerk-Schweißeisen.

Das Eisen soll dicht, gut stauch- und schweißbar, weder kalt- noch rotbrüchig, noch langrissig sein, eine glatte Oberfläche zeigen und darf weder Kantenrisse noch offene Schweißnähte oder sonstige unganze Stellen haben.

Von je 100 Stücken können 3 Proben, und zwar nach Möglichkeit aus den Abfallenden, entnommen werden. Wenn sie den gestellten Vorschriften genügen, so gelten diese 100 Stücke als angenommen. Genügt eine dieser 3 Proben nicht, so dürfen dafür aus der betreffenden Materialmenge 2 neue entnommen werden. Entspricht eine von diesen wiederum den Anforderungen nicht, so kann das Material verworfen werden.

Es müssen mindestens betragen:

1. Bei Flacheisen, Formeisen (Winkel-, Rund-, Vierkant- und Trägereisen: I, [, ⅂, T und ähnlichen Walzeisen) und bei solchen Blechen[1]), welche im wesentlichen nur in der Längsrichtung beansprucht werden,

[1]) Im übrigen siehe unter: Bleche aus Schweißeisen.

in der Längsrichtung die Zugfestigkeit, wenn die Dicke **beträgt:**

10 mm oder weniger . . . . 36 kg/qmm,
mehr als 10 mm bis einschl. 15 mm . . . . 35 » »
» » 15 » » » 25 » . . . . . 34 » »
die Dehnung bis zum Bruche in allen Fällen 12 %.

Mit Rücksicht auf die Herstellungsart des Trägereisens müssen bei demselben im Steg die Festigkeit um 1 kg und die Dehnung um 2 % geringer als in den Flanschen bemessen werden.

2. Bei Eisen für Niete, Schrauben und dergl.
  a) bis zu 25 mm einschl. Durchmesser:
  in der Längsrichtung die Zugfestigkeit 38 kg/qmm, die Dehnung 18 %.
  b) von mehr als 25 bis einschl. 40 mm Durchmesser:
  die Zugfestigkeit . . . . 36 kg/qmm,
  die Dehnung 15 %.

3. Bei Zores-Eisen:
  die Zugfestigkeit . . . . 33 kg/qmm,
  die Dehnung 6 %.

Flacheisen und Formeisen.

a) Biegeproben. Längsstreifen müssen über eine Rundung von 13 mm Halbmesser winkelförmig gebogen werden können, ohne daß sich an der Biegungsstelle ein Bruch im Eisen zeigt. Der Winkel α, welchen ein Schenkel bei der Biegung zu durchlaufen hat, beträgt in Graden

für Biegung in kaltem Zustande:

$\alpha = 50^0$ bei Eisendicken $d =$ 8 bis 11 mm
$\alpha = 35^0$ » » $d =$ 12 » 15 »
$\alpha = 25^0$ » » $d =$ 16 » 20 »
$\alpha = 15^0$ » » $d =$ 21 » 25 »

für Biegung in dunkel-kirschrotem Zustande:

$\alpha = 120^0$ bei Eisendicken $d =$ bis 25 mm.
$\alpha = 90^0$ » » $d =$ über » »

b) Ausbreitproben. Im rotwarmen Zustande muß ein auf kaltem Wege abgetrennter 30 bis 50 mm breiter Streifen eines Winkeleisens, Flacheisens oder Bleches mit der parallel zur Faser geführten, nach einem Halbmesser von 15 mm abgerundeten Hammerfinne bis auf das 1½fache seiner Breite ausgebreitet werden können, ohne Spuren einer Trennung im Eisen zu zeigen.

Wird Bauwerkeisen auf genaue Länge verlangt, so sind folgende Abweichungen zulässig:

1. Bei Flach-, Winkel-, Rund- und Vierkanteisen Mehrlängen bis zu 20 mm.
2. Bei Trägereisen Mehrlängen bis zu 50 mm.

Die Normalgewichte werden aus den Abmessungen aus dem spezifischen Gewichte abgeleitet.

Von diesen rechnungsmäßigen Gewichten sind folgende Abweichungen zulässig:

1. Bei Flach-, Winkel-, Rund- und Vierkanteisen im Ganzen ein Mehrgewicht bis zu 3 %, für einzelne Stäbe ein Mehrgewicht bis zu 5 % und ein Mindergewicht bis zu 2 %.
2. Bei Trägereisen $\pm$ 6 % mit der Maßgabe, daß bei größeren Bestellungen eines und desselben Profils eine größere Genauigkeit vereinbart werden kann.

Werden die für einzelne Stäbe oder Platten angeführten Gewichtsabweichungen überschritten, so können die betreffenden Teile zurückgewiesen werden.

Stabeisen. (Handelseisen.)

Das Eisen soll dicht, gut stauch- und schweißbar, weder kalt noch rotbrüchig, noch langrissig sein, eine glatte Oberfläche zeigen, und darf weder Kantenrisse noch offene Schweißnähte oder sonstige unganze Stellen haben.

Die nachstehend als maßgebend bezeichneten Festigkeits- und Dehnungszahlen gelten für Flach- und Winkeleisen nur bis zu 16 mm Dicke, für Rund- und Vierkanteisen nur bis zu 25 mm Dicke. Werden Proben von dickeren Stücken verlangt, so müssen dieselben durch Walzen und Schmieden auf die obigen Abmessungen herabgearbeitet werden.

Die Zerreißversuche müssen mindestens die Summe der Zahlen für Festigkeit und Dehnung ergeben.

Für gewöhnliches Handelseisen sind Proben mit Bürgschaftspflichten weder üblich noch erforderlich. Es sind vielmehr nur folgende zwei Qualitäten zu unterscheiden:

1. Nieteisen-Qualität (best best).
2. Hufstabeisen-Qualität (best).

1. Nieteisen-Qualität.

Ausgeschnittene Stücke aus Flach- oder Winkeleisen von 30 bis 50 mm Breite, nicht über 16 mm dick, Vierkant- und Rundeisen bis 25 mm dick, die Kanten mit der Feile abgerundet, sollen sich kalt zu einer Schleife biegen lassen mit einem lichten Durchmesser gleich der Dicke des Eisens, ohne Spuren einer Trennung zu zeigen.

Im warmen Zustande sollen Probestücke, wie vorstehend angegeben, sich ganz zusammenlegen lassen und soll ein Stück Rundeisen von der doppelten Länge seines Durchmessers auf die Hälfte seiner Länge zusammengestaucht werden können, ohne Risse zu zeigen.

Zugfestigkeit . . 36 kg
Dehnung . . . 18 %.

2. Hufstabeisen-Qualität.

Ausgeschnittene Stücke aus Flach- oder Winkeleisen von 30 bis 50 mm Breite, nicht über 16 mm Dicke, Vierkant- und Rundeisen bis 25 mm dick, die Kanten mit der Feile abgerundet, sollen sich kalt zu einer Schleife biegen lassen mit einem lichten Durchmesser gleich der doppelten Dicke des Eisens, ohne Spuren einer Trennung zu zeigen.

Im warmen Zustande sollen Probestücke, wie vorstehend angegeben, sich zu einer Schleife biegen lassen mit einem lichten Durchmesser gleich der Dicke des Eisens, ohne Risse zu zeigen.

Zugfestigkeit . . 35 kg
Dehnung . . . 15 %.

Stahlformgufs.

Unter Stahlformguß ist der in feuerfesten oder dergleichen Formen gegossene Stahl, und zwar sowohl der in Tiegel- und Martinöfen als auch im Konverter dargestellte Stahl zu verstehen. Aus dem Kupolofen und ebenso aus Tiegeln gegossene

Gußstücke von Roheisen mit einem Zusatz von Schweißeisen oder Stahl, welche durch nachherige Behandlung im Temperofen eine dem Stahlformguß ähnliche Eigenschaft erlangen sollen, sind im allgemeinen nicht als Stahlformguß zu bezeichnen.

Behufs Vornahme von Proben zur Feststellung der Eigenschaften des Formgusses sind an den zu prüfenden Gußstücken Probestäbe anzugießen. Diese Stäbe sind nach dem Ausglühen der Stücke auf kaltem Wege abzutrennen und für Vornahme der Proben herzurichten.

Sind die Gußstücke zum Angießen von Proben zu klein oder zu dünnwandig, so muß für etwaige Proben ein besonderes Probestück gegossen werden.

Die Zugfestigkeit soll im allgemeinen je nach dem Verwendungszweck der Stücke 36 bis 60 kg/qmm bei einer Minimaldehnung von 20 bis 8 %, auf 200 mm gemessen, betragen.

Die Gewichtsabweichung darf je nach Konstruktion, Form und Gewicht + 10 bis 20 %, die Zugabe für Bearbeitung 5 bis 20 mm betragen, das Übermaß ist in der Regel nicht unter 5 mm anzunehmen.

Gußeisen.

Die Vorschriften gelten für Bau-, Maschinen- und Röhrenguß.

Die Gußstücke sollen aus grauem, weichem Eisen sauber und fehlerfrei gegossen sein.

Es muß möglich sein, mittels eines gegen eine rechtwinklige Kante des Gußstückes mit dem Hammer geführten Schlages einen Eindruck zu erzielen, ohne daß die Kante abspringt.

Das Eisen der Röhren muß feinkörnig und zäh sein und sich mit Meißel und Feile bearbeiten lassen.

Die Zugfestigkeit soll mindestens 12 kg auf das Quadratmillimeter betragen.

Ein unbearbeiteter quadratischer Stab von 30 mm Seite, auf zwei 1 m voneinander entfernten Stützen liegend, muß eine allmählich bis zu 450 kg zunehmende Belastung in der Mitte aufnehmen können, bevor er bricht.

Auszug

aus den

Normalbedingungen für die Lieferung von Eisenkonstruktionen für Brücken- und Hochbau.

Aufgestellt von dem Verbande deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine, dem Vereine deutscher Ingenieure und dem Vereine deutscher Eisenhüttenleute.

(Achte Auflage[1].)

Herstellung der Eisenkonstruktion.

Zeichnungen und Berechnungen.

Die dem Vertrage zugrunde zu legenden Zeichnungen, Gewichtsberechnungen und vorhandenen statischen Berechnungen, insoweit sie vom Besteller angefertigt worden sind, erhält der Unternehmer bei der Zuschlagserteilung. Gehen sie dem Unternehmer später zu, so rückt der Liefertermin entsprechend hinaus.

Sind diese Zeichnungen, abgesehen von Übersichtsdarstellungen, als Werkzeichnungen im Maßstabe von mindestens $^1/_{20}$ der natürlichen Größe für ganze Hauptträger und $^1/_{10}$ bis $^1/_1$ für einzelne Teile ausgeführt, so werden keine weiteren Spezialzeichnungen vom Unternehmer verlangt.

Letzterer ist jedoch verpflichtet, die Vertragszeichnungen zu prüfen, gefundene Fehler anzuzeigen und etwa vorhandene Unklarheiten nach Verständigung mit dem Besteller zu beseitigen. In der Ausführung sich vorfindende Mängel können durch Unklarheit oder Unvollkommenheit der Zeichnungen nicht entschuldigt werden.

Abänderungen der Konstruktion sowie Abweichungen von der Zeichnung, welche der Unternehmer für wünschenswert hält, hat er rechtzeitig schriftlich zu beantragen.

Änderungen, welche der Besteller nach Abschluß des Vertrages anordnen sollte, hat der Unternehmer auszuführen. Über die ihm dafür etwa zu bewilligende Entschädigung bzw. Fristverlängerung ist womöglich vorher eine Vereinbarung zu treffen.

Sind die für die Verdingung seitens des Bestellers gefertigten Zeichnungen nur allgemein gehalten, so ist der Unternehmer verpflichtet, auf Grund der beglaubigten Kopien jener Verdingungszeichnungen die für die Ausführung der von ihm übernommenen Arbeiten erforderlichen Werkzeichnungen anfertigen zu lassen und diese mit seiner Unterschrift in zwei Ausfertigungen dem Besteller so zeitig zur Genehmigung einzureichen, daß kein Aufenthalt der Arbeit eintritt. Eine durchgesehene Ausfertigung, welche der Ausführung und der Abnahme zugrunde gelegt wird, erhält der

---

[1]) Verlag von Otto Meißner, Hamburg. Auszugsweiser Abdruck mit Genehmigung der Herausgeber und des Verlegers.

Unternehmer, falls nicht in den besonderen Bedingungen eine andere Frist festgesetzt ist, spätestens zehn Tage nach der Einsendung zurück. Wird der festgesetzte Zeitraum vom Besteller überschritten, so soll dem Unternehmer eine der Überschreitung entsprechende Hinausschiebung des Termins für die Fertigstellung der Eisenkonstruktion gewährt werden.

Sind Werkzeichnungen vom Unternehmer vorzulegen, so erfolgen Materialbeschaffung und Arbeiten, soweit die Abmessungen nicht schon durch die Verdingungszeichnungen klargestellt sind, vor Rückempfang der geprüften Werkzeichnungen lediglich auf Gefahr des Unternehmers.

Werden nur überschläglich ermittelte Gewichtsverzeichnisse als für die Verdingung genügend erachtet, so hat der Unternehmer auf Verlangen eine genaue Gewichtsberechnung einzureichen.

Als Einheitsgewichte sind anzunehmen:

für Gußeisen . . . . 1 cbm zu 7250 kg,
für Schweißeisen . . . . 1 » » 7800 »
für Flußeisen und Flußstahl . . . . 1 » » 7850 »

Bearbeitung.

Die sämtlichen Konstruktionsteile müssen genau den Zeichnungen entsprechen und folgende Bedingungen erfüllen:

1. Die durch Nietung oder Verschraubung zu vereinigenden Eisenteile sind genau auszurichten, so daß die Fugen dicht schließen.

Das Verstemmen der Fugen vor Prüfung und Abnahme ist nicht gestattet.

2. Sämtliche Eisenteile müssen, entsprechend den in den Zeichnungen angegebenen Abmessungen, aus dem Ganzen gewalzt bzw. geschmiedet oder gegossen sein und dürfen nicht durch Zusammenschweißen einzelner Teile gebildet werden. Ausnahmen sind besonders festzustellen.

3. Jede Bearbeitung des Materials, insbesondere des Flußeisens und Flußstahls, hat entweder im kalten oder mindestens im rotwarmen Zustande zu erfolgen. Jede Bearbeitung oder Materialbeanspruchung in einem zwischenliegenden Wärmezustande (sog. Blauwärme) ist tunlichst zu vermeiden. Hat trotzdem eine solche stattgefunden, so ist das fertige Gebrauchsstück in geeigneter Weise auszuglühen.

4. Wird Flußeisen mit der Schere geschnitten, so ist das neben dem Schnitt befindliche Material in mindestens 2 mm Breite durch Hobeln oder Fräsen zu beseitigen; ausgenommen sind unwesentliche Teile, Futterstücke usw.

5. Alle Schrauben- und Nietlöcher, mit Ausnahme derjenigen in Futterplatten, welche gelocht werden dürfen, sind zu bohren. Der an den Löchern entstandene Grat muß vor dem Zusammenlegen und Nieten der Stücke sorgfältig entfernt werden.

6. Die Nietlöcher müssen den vorgeschriebenen Durchmesser und die in der Zeichnung vorgeschriebene Stellung und Versenkung erhalten.

7. Die zusammengehörigen Nietlöcher müssen gut aufeinander passen. Verschiebungen sind bis höchstens 5 % des Lochdurchmessers zulässig; sie müssen jedoch durch Aufreiben mit der Reibahle ausgeglichen werden. In derartig aufgeriebene Löcher sind entsprechend stärkere Nietbolzen einzuziehen.

8. Die Niete sind im hellrotwarmen Zustande, nach Befreiung von dem etwa anhaftenden Glühspan, in die gehörig gereinigten Nietlöcher unter gutem Vorhalten (wo tunlich mit Nietwinden) einzuschlagen. Sie müssen die Löcher nach der Stauchung vollständig ausfüllen.

Setz- und Schließkopf müssen zentrale Lage haben, gut und vollanliegend ausgeschlagen sein, und es darf dabei keine Vertiefung entstehen. Der etwa entstandene Bart ist sorgfältig zu entfernen. Die Nietköpfe dürfen keinerlei Risse zeigen.

Die Niete zu verstemmen ist nicht gestattet.

Nach dem Vernieten ist zu untersuchen, ob die Niete vollkommen festsitzen und nicht prellen. Alle nicht fest eingezogenen oder den sonstigen obengenannten Bedingungen nicht entsprechenden Niete sind wieder herauszuschlagen und durch vorschriftsmäßige zu ersetzen. In keinem Falle ist es gestattet, die Niete im kalten Zustande nachzutreiben.

9. Die vorkommenden Schraubengewinde müssen nach der Whitworthschen Skala rein ausgeschnitten sein. Die Muttern dürfen weder schlottern noch zu festen Gang haben. Die Köpfe und Muttern müssen mit der ganzen zur Anlage bestimmten Fläche aufliegen.

Bei schiefen Anlageflächen sind die Köpfe, soweit sie nicht genau angepaßt werden, ebenso wie die Muttern, mit entsprechend schiefen Unterlagsplatten zu versehen.

Sind nach Angabe der Zeichnungen oder der Bedingungen gedrehte Schraubenbolzen zu verwenden, so müssen diese in die für sie bestimmten Bohrlöcher genau passen.

10. Die Konstruktionsteile sind auf sicheren Unterlagen zusammenzupassen. Hierbei ist darauf zu achten, daß keiner dieser Teile in eine einseitige Spannung gezwängt wird, daß ihre Verbindung vielmehr gelöst werden kann, ohne daß die bezüglichen Stücke auseinander federn. Sollten bei der Vernietung einzelne Konstruktionsteile sich verziehen, so müssen die Verbindungen gelöst und die vorhandenen Fehler sorgfältig beseitigt werden.

Das Nieten auf dem Bauplatze ist soviel wie irgend möglich zu beschränken.

Reinigung und Anstrich.

Die einzelnen Teile sind vor dem Zusammensetzen von allen Unreinheiten sowie von Rost und Hammerschlag zu befreien. Der Unternehmer ist gehalten, die von ihm beabsichtigte Reinigungsweise in dem Angebot anzugeben, falls in den besonderen Bedingungen nicht ein bestimmtes Verfahren vorgeschrieben ist oder der Unternehmer von der Vorschrift abzuweichen wünscht. Falls die Reinigung auf chemischem Wege stattfindet, ist der Unternehmer für das etwaige Nachrosten infolge nicht genügend sorgfältiger Entfernung der Säure verantwortlich.

Die auf chemischem Wege gereinigten Stücke (Platten, Stäbe usw.) sind unmittelbar nach der Reinigung in heißem Zustande mit einem Anstrich von Leinölfirnis zu versehen. Der Firnis muß dünnflüssig und schnell trocknend sein. Bis der Leinölfirnis genügend angetrocknet ist, sind die gestrichenen Eisenteile in geeigneter Weise unter Schutz zu halten.

Bevor ein deckender Anstrich aufgebracht wird, ist dem Besteller entsprechende Mitteilung zu machen, damit er die Eisenteile vorher prüfen kann. Erst nach Erledigung der bei dieser vorläufigen Abnahme für erforderlich erachteten Nacharbeiten und nach Erneuerung des etwa beschädigten Leinölfirnis-Anstriches darf die Grundierung der Teile mit dem in den besonderen Bedingungen vorgeschriebenen Grundanstriche erfolgen. Diejenigen Flächen, welche durch andere verdeckt werden, sind vor der Zusammensetzung zu streichen.

In allen zwischen den Konstruktionsteilen bleibenden freien Räumen, in denen sich Wasser ansammeln kann, muß für besonders sorgfältigen Anstrich sowie für den Abfluß des Wassers durch entsprechend gebohrte Löcher Sorge getragen werden. Ist letzteres nicht angängig, so ist der Raum, soweit tunlich, mit Asphaltkitt oder einem anderen geeigneten Materiale auszufüllen.

Nach erfolgter Aufstellung der Eisenkonstruktion sind die Köpfe der auf der Baustelle eingeschlagenen Niete von Rost zu reinigen und zu grundieren. Sämtliche Fugen sind sorgfältig zu verkitten.

Die weiteren Anstriche sind, falls nicht besondere Vereinbarung erfolgt, von der Lieferung ausgeschlossen.

Wird eine Verzinkung, Verzinnung oder Verbleiung von Eisenteilen vorgeschrieben, so muß sie als ein das Eisen vollständig bedeckender, gleichmäßiger, gut haftender Überzug hergestellt werden.

Auszug

aus den

Vorschriften für das Entwerfen der Brücken mit eisernem Überbau auf den Preußischen Staatseisenbahnen.

Eingeführt durch Erlaß vom 1. Mai 1903 — I D 3216.[1])

Gesamtanordnung.

Bei der Wahl der Gesamtanordnung ist zu beachten, daß die Anordnung, die den geringsten Stoffaufwand erfordert, nicht immer die billigste ist. Ein Mehraufwand an Stoff kann bei einfacheren, leichter herzustellenden Formen durch niedrigere Einheitspreise ausgeglichen werden. Die einfachere Anordnung bietet auch meist mehr Sicherheit gegen Fehler in der Ausführung und weniger Schwierigkeiten für die Unterhaltung.

Einzelheiten.

Die einzelnen Teile sollen möglichst einfach gestaltet werden. Dabei sind die folgenden Regeln zu beachten.

Vollwandige Träger

verdienen um so mehr den Vorzug vor Gitter- oder Fachwerkträgern, je kleiner die Stützweite ist. Die Hauptträger von Brücken bis zu 20 m Stützweite sind in der Regel vollwandig auszubilden.

Die Anschlüsse gewalzter Träger sind in der Regel so auszubilden, daß nur das eine der beiden Anschlußwinkeleisen über die ganze Höhe der stützenden Träger geführt wird, während das zweite so zu bemessen ist, daß es zwischen den Flanschen des anzuschließenden I-Eisens Platz findet (vgl. die nebenstehende Abbildung), damit das Abschneiden aller vier Flanschen an ein und derselben Stelle, — was die Durchschneidung des ganzen I-Eisens lediglich mit Ausnahme des Steges bedeuten würde, — vermieden wird. Muß ein besonderes Anschlußblech beigefügt werden, so ist es mit dem Steg noch durch besondere, den Winkelschenkel nicht mitfassende Niete zu verbinden.

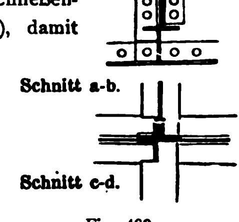


Fig. 489.

Gegliederte Träger.

Die einzelnen Glieder sind, soweit sie nicht aus Flacheisen bestehen, ebenfalls nach Möglichkeit aus I- oder [-Eisen oder sonstigen, das Zusammenheften mit durch-

---

[1]) Mit Genehmigung Sr. Exzellenz des Herrn Ministers der öffentlichen Arbeiten.

laufenden Nietreihen entbehrlich machenden Walzstäben, wie T-Eisen oder über Kreuz gestellte Winkeleisen zu bilden. Die C-Eisen empfehlen sich besonders für die Gurtungen, die I-Eisen für die gedrückten Wandglieder der größeren, die Kreuzquerschnitte aus Winkeleisen für diejenigen der kleineren Brücken.

In der nebenstehenden Abbildung ist als Beispiel ein kastenförmiger Druckgurt aus C-Eisen und Deckplatte mit dazwischen eingeführten Pfosten aus I-Eisen dargestellt. Die Querschnittsveränderung ist möglichst unter Festhaltung der Höhen durch Änderung der Steg- und Flanschstärken sowie der Flanschbreiten zu bewirken. Doch sind auch geringe Änderungen der Höhen unbedenklich. Die unteren Ränder der Seitenwände des kastenförmigen Gurtes sind nach Bedarf, mindestens aber in den Drittelpunkten jeder Feldlänge, durch kräftige, an beiden Seiten mit je drei Nieten angeschlossene Verbindungsbleche gegen einander abzusteifen. Können die Pfosten nicht aus I-Eisen hergestellt werden, so sind sie in der Regel wenigstens mit voller Blechwand (nicht mit Gitterwand) zu versehen.

Knotenblech

Ansicht von unten

Fig. 490.

Die Herstellung von T-Querschnitten aus zwei Winkeleisen wird sich meist durch Anwendung eines T-Eisens vermeiden lassen. Wo dagegen mehrere Teile miteinander zu verbinden sind, die einen gewissen Abstand voneinander einhalten müssen, empfiehlt es sich, die Teile so anzuordnen, daß enge, schwer zugängliche Zwischenräume vermieden werden. Demgemäß sind z. B. die aus zwei Winkeleisen gebildeten, die Knotenbleche umfassenden Pfosten kleinerer Fachwerkträger nicht wie bei *a*, sondern wie bei *b* der nebenstehenden Abbildung anzuordnen. An Stelle von vier schwachen Winkeln sind in solchen Fällen besser nur zwei stärkere von gleicher Gesamttragfähigkeit in kreuzförmiger Stellung zu verwenden. Wo es nicht möglich sein würde, die engen Zwischenräume schon durch die Stellung der zu verbindenden Teile zu vermeiden, wird der Zwischenraum zweckmäßig durch Futterstücke ausgefüllt. Futterringe sind dagegen zu vermeiden.

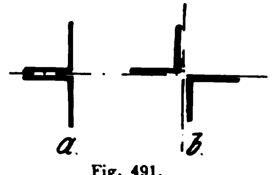


Fig. 491.

Auswahl der Querschnitte.

Im einzelnen sind die Querschnitte zwar womöglich der Reihe der deutschen Normalprofile zu entnehmen. Wo diese Reihe aber nicht ausreicht, liegt kein Grund vor, nicht auch andere gangbare Querschnitte anzuwenden, sofern dadurch eine Vereinfachung und damit eine Verminderung der Beschaffungs- und Unterhaltungskosten, sowie eine längere Dauer des Bauwerks erreicht werden kann.

Lager.

Für die einzelnen Lagerteile sind tunlichst einfache, gedrungene Formen zu wählen. Insbesondere ist die unter den Rollen oder Stelzen liegende Platte bei Balkenträgern stets aus einem einzigen starken Gußstück zu bilden. Eine Befestigung dieser Platte durch Steinschrauben, deren Anbringung leicht eine Beschädigung des Auflagersteines zur Folge hat, ist bei Balkenbrücken in der Regel entbehrlich.

Die Kippvorrichtung ist aus zwei Lagerstücken mit dazwischenliegenden abgedrehten Bolzen zu bilden. Die nur in ihrer Mitte belastete untere Platte der Kippvorrichtung soll den Druck möglichst gleichmäßig auf die Rollen oder den Auflager-

stein verteilen; sie ist daher auf Biegung zu berechnen. Die obere Platte kann meist wesentlich kürzer und schwächer gehalten werden als die untere.

Ganz besonderer Wert muß darauf gelegt werden, die Anordnung so zu treffen, daß der Ansammlung von Wasser und Schmutz zwischen den beweglichen Lagerteilen möglichst vorgebeugt wird. Zu diesem Zwecke sind die Laufflächen der Rollen stets erhöht anzuordnen. Die als Schutz gegen seitliche Verschiebungen erforderlichen Rippen sind also bei Rollenlagern nicht an den Platten anzubringen; sie sind vielmehr — als Bunde — an die Rollen oder Stelzen zu verlegen, wo sie die Lagerkörper ohne Nachteil seitlich umfassen können. Ähnlich sind bei Lagern, die nur aus Platten bestehen, die vorspringenden Seitenränder nicht an der unteren, sondern an der oberen Platte anzubringen.

Wünschenswert ist es auch, die Rollvorrichtung möglichst hochliegend anzuordnen, damit sie einerseits den von der Pfeilerkrone abprallenden Regentropfen und Schmutzteilchen mehr entzogen, anderseits besser zugänglich und leichter zu reinigen ist. Zu diesem Zwecke ist bei großen Brücken die unterste Lagerplatte als hohler, durch Rippen verstärkter Gußkörper auszubilden. Bei kleineren Brücken sind kräftige Grundplatten anzuwenden und letztere nicht etwa in die Auflagersteine einzulassen, sondern im Gegenteil diese über das Abdeckmauerwerk hervorragend anzuordnen.

Winddruck.

Der Winddruck ist bei belasteter Brücke mit 150 kg/qm und bei unbelasteter Brücke, sofern dieser Fall für die Standsicherheit in Betracht kommt, mit 250 kg/qm in Rechnung zu stellen.

Zulässige Beanspruchungen.

Glieder der Hauptträger.

a) Auf Zug beanspruchte Teile gegliederter Träger und Gurtungen vollwandiger größerer Träger.

Bei Anwendung von Flußeisen werden für die Zugbänder der gegliederten Träger mit Ausnahme der Gegendiagonalen und für die Gurtungen der vollwandigen Träger von mehr als 10 m Stützweite die folgenden Beanspruchungen zugelassen:

Stützweite bis zu	20	40	80	120	160	200 m
Beanspruchung:						
α) ohne Rücksicht auf Winddruck bis zu	850	900	950	1000	1050	1100 kg/qcm
β) mit Rücksicht auf Winddruck bis zu	1000	1050	1100	1150	1200	1250 »

Wenn aus besonderen Gründen Schweißeisen angewendet wird, sind diese Werte um 10 % zu ermäßigen.

Die Beanspruchungen der Bauteile, die im allgemeinen mit Berücksichtigung der Wirkung des Windes zu bemessen sind, dürfen bei Außerachtlassung dieser Wirkung nicht höher sein als die unter α aufgeführten Werte. Das gleiche gilt selbstverständlich für diejenigen Teile, auf welche der Wind überhaupt keine Wirkung ausübt.

Für den Festigkeitsnachweis aller Glieder mit Ausnahme der Gegendiagonalen genügt es, wenn vorstehende Zahlen nicht überschritten werden. Bei der Querschnittsermittlung empfiehlt es sich jedoch, mit Spannungswerten zu rechnen, die für die betreffende Stützweite geradlinig zwischen die angeführten Zahlen eingeschaltet sind. Die Querschnitte der Gegendiagonalen sind (ebenso wie die Zahlen ihrer Anschlußniete)

ohne besondere Berechnung nach den Ergebnissen für die beiden Diagonalen des Mittelfeldes oder für die Hauptdiagonalen der etwa vorhandenen beiden Mittelfelder zu bemessen.

b) Druckglieder.

Für die Druckspannungen sind die gleichen Zahlen anzuwenden wie für die Spannungen der Zugglieder. Außerdem ist für die Druckglieder nach der Eulerschen Formel eine mindestens fünffache Sicherheit gegen Knicken nachzuweisen.

Für Druckdiagonalen, die die Anwendung von Gegendiagonalen entbehrlich machen sollen, sind die Beanspruchungen in der Weise zu ermäßigen, daß die Druckkraft jeder der beiden einzeln betrachteten gekreuzten Diagonalen des Mittelfeldes oder der Diagonalen der beiden Mittelfelder als größte Druckkraft aller in Frage kommenden Diagonalen angenommen wird.

Vollwandige Hauptträger kleinerer Brücken.

Für Träger mit einer Stützweite bis zu 10 m wird bei Anwendung von Flußeisen eine Beanspruchung bis zu 800 kg/qcm, bei Anwendung von Schweißeisen bis zu 750 kg/qcm zugelassen.

Glieder der Wind- und Eckverbände.

Die Beanspruchungen dürfen die vorhin unter a), β) angegebenen Werte erreichen, jedoch mit der Einschränkung, daß bei den Windverbänden Flacheisen mit einem geringeren Querschnitte als 80 × 10 mm und bei den Eckverbänden schwächere Winkeleisen als 70 · 70 · 10 mm zu vermeiden sind.

Die Eckverbände sind stets, die Windverbände soweit angängig aus steifen Stäben zu bilden. Für solche Stäbe genügt der Nachweis einer nur zweifachen Knicksicherheit, wenn sie paarweise angeordnet und so bemessen und angeschlossen sind, daß der auf Zug beanspruchte Stab bei etwaigem Ausbiegen des Gegenstabes die zu übertragende Kraft allein aufnehmen kann. Bei Windverbänden setzt dies selbstverständlich voraus, daß ausreichend stark bemessene Querträger oder Querstreifen in oder nahe an der Ebene des Windverbandes vorhanden sind. Die Druckkraft ist dann gleich der Hälfte der auf beide Stabrichtungen zusammen entfallenden Diagonalspannung zu setzen; als Knicklänge ist bei genügender Verbindung der Stäbe in ihrem Kreuzungspunkt die halbe Stablänge anzunehmen.

Nietverbindungen.

Als Scherspannung sind für die zur Verbindung von Hauptträgerteilen dienenden Niete höchstens die unter a) für Schweißeisen ohne Rücksicht auf Winddruck festgesetzten Werte (also 90 % der Zahlen der Reihe α) zulässig. Der Lochleibungsdruck darf höchstens den doppelten Wert der Scherspannung erreichen. Dasselbe gilt für die Niete in den Wind- und Eckverbänden. Jeder Anschluß eines zur Übertragung wesentlicher Kräfte dienenden Stabes muß bei Flacheisen mindestens zwei, bei Winkeleisen mindestens drei Niete enthalten.

Art der Berechnung.

Die durch die Steifigkeit der Knotenpunkte und durch den festen Anschluß der Längs- an die Querträger und der letzteren an die Hauptträger hervorgerufenen Nebenspannungen brauchen in der Regel nicht in Rechnung gestellt zu werden. Wo dies jedoch für notwendig gehalten wird, ist zu prüfen, ob und in welchem Umfange eine Änderung der hier festgesetzten Spannungsgrenzen angezeigt ist.

Im übrigen wird die Wahl der Rechnungsverfahren und die Art der Querschnittsermittlung frei gelassen mit der Maßgabe, daß nicht die erforderlichen und wirklich angewendeten Querschnitte und Nietzahlen gegenüberzustellen, sondern nur die auftretenden Spannungen (tunlichst in Tabellenform oder durch Einschreiben in ein Trägerbild) anzugeben sind.

Bei den Ausrechnungen reicht im allgemeinen ein Genauigkeitsgrad von etwa $^1/_2$ % aus, so daß bei Werten über 10,0 eine Stelle hinter dem Komma genügt, und bei Werten über 1000 an der Einerstelle stets eine Null stehen kann. Bei der rechnerischen Prüfung, die mit dem Rechenstab ausgeführt werden kann, sind nur solche Abweichungen vom genauen Wert zu berichtigen, die größer sind als 1 %.

Auszug

aus den

besonderen Vertragsbedingungen für die Anfertigung, Lieferung und Aufstellung von größeren zusammengesetzten Eisenkonstruktionen.[1])

Technische Vorschriften.

Es ist das Gewicht			
des Schweißeisens	zu	7 800	kg,
des Flußeisens	»	7 850	»
des Gußeisens	»	7 250	»
des Stahles	»	7 860	»
des Bleies	»	11 420	»

für das Kubikmeter anzunehmen.

Beschaffenheit der Materialien.

Die zu verwendenden Materialien müssen von folgender Beschaffenheit sein:

I. Das Schweißeisen soll dicht, gut, stauch- und schweißbar und weder kalt- noch rotbrüchig sein, es soll keine Langrisse, offene Schweißnähte. Kantenrisse oder sonstige unganze Stellen aufweisen.

II. Das Flußeisen soll glatt gewalzt, ohne Schiefer und Blasen sein und darf weder Kantenrisse noch unganze Stellen haben.

III. Die Gußstücke sollen, wenn nicht Hartguß oder besondere Gattierungen ausdrücklich vorgeschrieben sind, aus grauem, weichem Eisen sauber und fehlerfrei hergestellt sein. Der vorgeschriebene Flächeninhalt eines Querschnittes muß überall voll vorhanden sein, der Unterschied der Wanddicken darf bei gußeisernen Säulen bis zu 400 mm mittlerem äußeren Durchmesser und 4,0 m Länge die Größe von 5 mm nicht überschreiten. Bei Säulen von größeren Abmessungen wird der zulässige Unterschied für je 100 mm Mehrdurchmesser und für jedes Meter Mehrlänge um je 0,5 mm erhöht. Die Wandstärke soll jedoch in keinem Falle weniger als 10 mm betragen.

Sollen Säulen aufrecht gegossen werden, so ist dies im Verdingungsanschlage besonders anzugeben.

IV. Der zu verwendende Stahl muß ein durchaus gleichmäßiges Gefüge haben, möglichst rein und zäh sein.

Bearbeitung der Materialien.

Die durch Nietung oder Verschraubung zu vereinigenden Teile müssen genau aufeinander passen und in den Fugen dicht schließen.

---

[1]) Mit Genehmigung Sr. Exzellenz des Herrn Ministers der öffentlichen Arbeiten.

Der Grat an allen gewalzten Stücken muß entfernt werden.

Sämtliche Stoßfugen müssen so genau bearbeitet sein, daß die Stoßflächen sich berühren.

Die vorgeschriebenen Biegungen und Kröpfungen der Platten und Stäbe sind glatt und ohne Verdrehung herzustellen und dürfen weder Risse noch Brüche haben. Auch muß der Querschnitt in den Kröpfungen und Biegungen der gleiche sein wie in den geraden Stücken.

Hinter den Kröpfungen und Biegungen müssen die betreffenden Teile dicht an den mit ihnen zu verbindenden Stücken anliegen; sie dürfen später unter keinen Umständen durch die Befestigungsniete herangezogen werden.

Die sämtlichen Kanten der Steg- und Anschlußbleche, die Kopfflächen aller Flacheisen, Winkel- und sonstigen Formeisen und aller aus verschiedenen Stärken zusammengesetzten Träger, sowie diejenigen Flächen der Auflager von Trägern, Bindern, Säulen usw., welche unter sich oder mit anderen Stücken in Berührung kommen, müssen nach Maß bearbeitet werden und genau aufeinander passen.

Herstellung der Niet- und Schraubenlöcher.

Die Niet- und Schraubenlöcher in den Stäben sollen sämtlich gebohrt werden, diejenigen in den Blechen und Platten dürfen auch gelocht werden, sofern das Material nicht Flußeisen oder Stahl ist. Bei den Belagblechen aus Flußeisen steht dem Lochen nichts entgegen.

Alle Löcher in den zu verbindenden Teilen, welche getrennt für sich gebohrt oder gelocht werden, sind zunächst mit einem etwas geringeren Durchmesser herzustellen und erst nach Zusammensetzung der Teile durch Aufreiben mit der Reibahle auf den richtigen, der Nietstärke entsprechenden Durchmesser zu bringen, so daß sie vollständig glatte, metallreine Wandungen erhalten.

Die Bearbeitung der Löcher mit der Rundfeile ist verboten.

Die Nietlöcher müssen die in den Zeichnungen (Fig. 488) vorgeschriebene Versenkung haben.

Im übrigen gilt als Regel, daß die Mittelpunkte der Löcher von den Kanten der Stäbe, Bleche, Platten usw. mindestens entfernt sein müssen:

bei	16	mm	Lochweite	30	mm
»	20	»	»	40	»
»	23	»	»	45	»
»	26	»	»	50	»
»	30	»	»	60	»

Die Kanten der Löcher dürfen keine Risse zeigen, sondern müssen glatt sein. Vor dem Einziehen der Niete und Schraube sind die Löcher von jedem Grate zu befreien und gehörig zu reinigen.

Reinigung der Eisenkonstruktionen vor der Besichtigung durch den überwachenden Beamten.

Unmittelbar nach den vorstehend erwähnten Bearbeitungen, jedoch v o r weiterer Zusammensetzung sowie v o r dem ersten Anstriche sind die Eisenteile auf das Sorgfältigste von Staub, Schmutz, Glühspan und Rost, entweder trocken durch Scheuern mit Bürsten usw. oder naß durch Beizen mit verdünnter Salzsäure usw. zu reinigen und dann sofort mit einem Anstrich von reinem, heißem Leinölfirnis mit 10 % Zinkweißzusatz zu versehen.

Erfolgt die Reinigung durch Beizen, so ist zunächst die an den Eisenteilen etwa noch anhaftende Säure durch Eintauchen in Kalkwasser zu beseitigen. Demnächst sind die Eisenteile in reinem Wasser abzuspülen, sodann in kochendem Wasser bis zur Siedehitze zu erwärmen, nach Verdunstung der anhaftenden Wasserteile allseitig mit einer aus 90 Teilen dünnflüssigem, schnelltrocknendem, gutem, wasser- und säurefreiem Leinölfirnis und 10 Teilen Zinkweiß bestehenden Farbe satt zu bestreichen und schließlich zum Abtrocknen in gedeckten Räumen zu lagern.

Nach erfolgter Reinigung und Aufbringung des Firnisanstriches sind die Eisenteile dem überwachenden Beamten zur Besichtigung vorzulegen.

Verbinden und Vernieten der Teile.

Sämtliche Verbandsstücke müssen auf einer Zulage zusammengepaßt und durch Dorne und Schrauben miteinander verbunden werden. Keines der Stücke darf dabei in eine einseitige Spannung gezwängt werden. Es müssen die einzelnen Verbindungen gelöst werden können, ohne daß die Stücke federn oder sich verschieben. Die Zulagen sind so einzurichten, daß die richtige Form der Bauteile vollkommen gesichert ist und ohne Schwierigkeit untersucht werden kann.

Unmittelbar v o r dem Einsetzen der Niete sind die zu verbindenden Teile, und zwar zunächst n u r in den aufeinander liegenden Flächen, nochmals gehörig zu reinigen und mit Bleimennige zu streichen, sodann wieder so fest zu verbinden, daß eine Veränderung ihrer Lage während des Nietens nicht eintreten kann. Sollten bei der Vernietung sich einzelne Teile verziehen, so müssen die Verbindungen gelöst und nach Anweisung des überwachenden Beamten entweder die vorhandenen Fehler sorgfältig beseitigt oder die fehlerhaften Stücke durch neue ersetzt werden.

Die einzuziehenden Niete sind zuvor auf ihrer ganzen Länge hellrotglühend zu machen und durch Aufschlagen von dem etwa anhaftenden Glühspan zu befreien. Der zweite Kopf darf erst gebildet werden, nachdem der Nietschaft scharf in das betreffende Loch hineingestaucht ist, und muß solange bearbeitet werden, bis die Glühhitze vorüber ist. Sodann sind die Nietköpfe mit der vorgeschriebenen Leinölfirnis- und Zinkweiß-Farbe zu streichen.

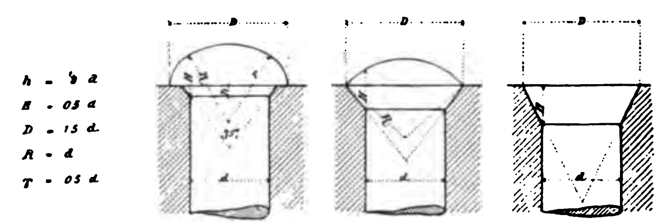


Fig. 492.

Den Nietköpfen sind die vorstehend gezeichneten Formen zu geben. Die Köpfe müssen in der Achse des Nietschaftes sitzen, in allen Punkten ihres Umfanges dicht anschließen und dürfen keine Risse oder Brüche zeigen.

Ein Verstemmen der Niete ist nicht gestattet.

Nach der Vernietung ist zu untersuchen, ob die Niete vollkommen festsitzen. Jeder von dem überwachenden Beamten als mangelhaft bezeichnete Niet ist loszuschlagen und durch einen vorschriftsmäßigen zu ersetzen; in keinem Falle darf ein lose sitzender Niet kalt nachgetrieben oder ein nicht anliegender Nietkopf kalt verstemmt werden.

Um feststellen zu können, ob die Nietung den gestellten Anforderungen entspricht, bleibt außerdem vorbehalten, einzelne Niete herausschlagen zu lassen. Wird hierbei gefunden, daß in dem betreffenden Verbandsteile mehr als 5 % der Niete schlecht geschlagen oder die Nietlöcher schlecht ausgeführt sind, so müssen in demselben sämtliche Niete entfernt und durch neu zu schlagende in vorschriftsmäßiger Weise ersetzt werden.

Sämtliche auf Zug in Anspruch genommene Verbandsstücke sind mit Spannung einzusetzen.

Die vorstehenden Bestimmungen gelten sowohl für die Nietarbeiten in den Werkstätten wie auch auf der Baustelle.

Die Schraubenbolzen sind, soweit solches im Verdingungsanschlage oder in den Zeichnungen bestimmt ist, auf die vorgeschriebenen Durchmesser abzudrehen und müssen die zugehörigen Löcher scharf ausfüllen. Die Gewinde sind nach Whitworthscher Vorschrift herzustellen; die Muttern dürfen weder schlottern, noch einen zu festen Gang haben. Die Köpfe und Muttern müssen mit der ganzen zur Anlage bestimmten Fläche aufliegen.

Anstrich.

1. In der Werkstatt. Bevor die einzelnen oder die zusammengesetzten Bauteile von dem überwachenden Beamten besichtigt und geprüft worden sind, dürfen dieselben keinen anderen als den vorhin beschriebenen Anstrich erhalten.

Sofort nach der Prüfung sind die einzelnen Teile nochmals sorgfältig zu reinigen, die Fugen zwischen den sich berührenden Flächen mit einem aus Bleiweiß und Leinölfirnis bereiteten steifen Kitt zu verstreichen und zu dichten, sowie demnächst die Teile allerseits mit Bleimennige-Farbe zu streichen.

Der Grundanstrich darf nur in dünner Schicht aufgetragen werden und muß gut trocknen.

2. Nach beendigter Aufstellung. Nach beendigter Aufstellung sind die in der Werkstätte gefertigten Anstriche an den beschädigten Stellen auszubessern und an den auf der Baustelle geschlagenen Nieten nachzuholen. Nachdem dann sämtliche Fugen an den Berührungsflächen je zweier Stücke gehörig und sorgfältig ausgekittet sind, ist dem gesamten Eisenwerk ein nochmaliger Anstrich mit reiner Bleimennige-Farbe und demnächst ein mindestens zweimaliger, jedenfalls vollkommen deckender Ölfarbenanstrich, dessen Färbung seitens der Verwaltung bestimmt wird, zu geben. Alle zwischen den Verbandsteilen sich bildenden Räume, in denen sich Wasser ansammeln kann, müssen mit Asphaltkitt vollständig ausgefüllt und sauber verstrichen werden.

Bei den verzinkten Stücken fallen die Grundanstriche mit Bleimennige-Farbe fort.

Die sämtlichen von Erde, Steinen, Kies, Sand, Mörtel oder Mauerwerk berührten Flächen sind anstatt der Ölfarbenanstriche mit Anstrichen von angewärmtem, gutem Holzkohlentheer zu versehen.

Probebelastung.

Die Verwaltung behält sich vor, die Bauten nach vollendeter Aufstellung einer Probebelastung nach Maßgabe der in die Verdingungsanschläge aufgenommenen besonderen Vorschriften zu unterziehen und zu diesem Zwecke Lasten aufbringen zu lassen, welche ihrer Höhe und ihrer Verteilung nach den den Berechnungen zugrunde gelegten Belastungen möglichst gleichkommen.

Zeigen sich bei diesen Belastungsproben Spannungen, Durchbiegungen oder Schwankungen, welche auf Mängel am Material oder in der Herstellung zurückzuführen sind, so ist der Unternehmer verpflichtet, nach Anweisung der Verwaltung Abhilfe zu schaffen.

Auszug
aus den Sicherheitsvorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen.

Herausgegeben vom Verband Deutscher Elektrotechniker (Eingetr. Verein).[1]

I. Niederspannung.

Die hierunter stehenden Vorschriften gelten für elektrische Starkstromanlagen bzw. diejenigen Teile derselben, deren effektive Gebrauchsspannung zwischen irgend zwei gegen Erde isolierten Leitungen 500 V nicht überschreitet und bei denen gleichzeitig die effektive Spannung zwischen irgend einer Leitung und Erde 250 V nicht überschreiten kann; ausgenommen sind jedoch unterirdische Leitungsnetze, elektrische Bahnen und elektrochemische Betriebsapparate. Bei Akkumulatoren ist die Entladespannung maßgebend.

A. Allgemeines.

§ 2.

Isolation.

a) Vor Inbetriebsetzung einer Anlage ist durch Isolationsprüfung, womöglich mit der Betriebsspannung, mindestens aber mit 100 V, festzustellen, ob Isolationsfehler vorhanden sind. Das gleiche gilt von jeder Erweiterung der Anlage.

b) Bei diesen Messungen muß nicht nur die Isolation zwischen den Leitungen und der Erde, sondern auch die Isolation je zweier Leitungen verschiedenen Potentiales gegeneinander gemessen werden; im letzteren Falle müssen alle Glühlampen, Bogenlampen, Motoren oder andere, Strom verbrauchende Apparate von ihren Leitungen abgetrennt, dagegen alle vorhandenen Beleuchtungskörper angeschlossen, alle Sicherungen eingesetzt und alle Schalter geschlossen sein. Reihenstromkreise dürfen jedoch nur an einer einzigen Stelle geöffnet werden, die möglichst nahe der Mitte zu wählen ist. Dabei müssen die Isolationswiderstände den Bedingungen des Absatzes d) genügen.

c) Bei Isolationsmessung durch Gleichstrom gegen Erde soll, wenn möglich, der negative Pol der Stromquelle an die zu messende Leitung gelegt werden, und die Messung soll erst erfolgen, nachdem die Leitung während zwei Minuten der Spannung ausgesetzt war.

d) Der Isolationszustand einer Anlage, mit Ausnahme der Teile unter e) und f), soll derart sein, daß der Stromverlust auf jeder Teilstrecke zwischen zwei Sicherungen oder hinter der letzten Sicherung bei der Betriebsspannung ein Milliampere nicht überschreitet. Der Isolationswert einer derartigen Leitungsstrecke muß hiernach wenigstens betragen: 1000 Ohm multipliziert mit der Voltzahl der Betriebsspannung (z. B. 220000 Ohm für 220 V Betriebsspannung).

---

[1]) Festgesetzt nach den Beschlüssen der Sicherheitskommission zu Jena vom 12.—15. Jan. 1903. Gültig vom 1. Jan. 1904 ab (s. § 47). Verlag von Jul. Springer. Auszüglicher Abdruck mit Genehmigung des Verbandes Deutscher Elektrotechniker.

e) Diejenigen Teile von Anlagen, welche in feuchten Räumen, z. B. in Brauereien, Färbereien, Gerbereien usw. installiert sind, brauchen der Vorschrift des Absatzes d) nicht zu genügen, sollen aber mit möglichster Sorgfalt isoliert sein. Wo eine größere Anlage feuchte Teile enthält, müssen dieselben bei der Messung nach b) und c) abgeschaltet sein und die trockenen Teile müssen der Vorschrift unter d) genügen.

f) Der Isolationswiderstand von Freileitungen muß bei feuchtem Wetter mindestens 20000 Ohm für das Kilometer einfacher Länge betragen.

§ 3.
Definitionen.

a) . —

b) Erdung. Einen Gegenstand im Sinne dieser Vorschriften erden, heißt ihn mit der Erde derart leitend verbinden, daß er eine für unisoliert stehende Personen gefährliche Spannung nicht annehmen kann.

c) Feuersichere Gegenstände. Als feuersicher gilt ein Gegenstand, der nicht entzündet werden kann oder nach Entzündung nicht von selbst weiter brennt.

d) Freileitungen. Als Freileitungen gelten alle oberirdischen Leitungen außerhalb von Gebäuden, die weder metallische Umhüllung noch Schutzverkleidung haben. Schutznetze, Schutzleisten und Schutzdrähte gelten nicht als Verkleidung.

e) Elektrische Betriebsräume. Als elektrische Betriebsräume gelten Räume, welche wesentlich zur Erzeugung, Umformung oder Verteilung elektrischer Ströme dienen und in der Regel nur instruiertem Personal zugänglich sind.

f) Betriebsstätten. Im Gegensatze zu den elektrischen Betriebsräumen werden als Betriebsstätten alle diejenigen Räume bezeichnet, in welchen andere als elektrische Betriebsarbeiten normalerweise vorgenommen werden.

g) Feuergefährliche Betriebsstätten und Lagerräume. Als feuergefährliche Betriebsstätten und Lagerräume gelten Räume, in welchen leicht entzündliche Gegenstände erzeugt oder angehäuft werden.

h) Explosionsgefährliche Betriebsstätten und Lagerräume. Als explosionsgefährlich gelten Räume, in denen explosible Stoffe aufgespeichert werden oder in denen sich betriebsmäßig explosible Gemische von Gasen, Staub oder Fasern bilden oder anhäufen können.

B. Beschaffenheit des zu verwendenden Materials.

Alles zu verwendende Material muß, soweit nicht in Folgendem Ausnahmen gemacht sind, den Normalien des Verbandes entsprechen.[1])

§ 4.
Schalt- und Verteilungstafeln.

a) Für den Aufbau von Schalt- und Verteilungstafeln darf im allgemeinen Holz nicht verwendet werden; nur für Verteilungstafeln bis 0,5 qm ist es als Konstruktions-, nicht aber als Isolationsmaterial zulässig; zur Umrahmung darf es überall benutzt werden.

---

[1]) Die hier in Betracht kommenden Normalien sind:
1. Normen über einheitliche Kontaktgrößen und Schrauben.
2. Kupfernormalien.
3. Normalien und Kaliberlehren für Lampenfüße und Fassungen mit Edisongewinde.
4. Normalien für Glühlampenfüße und Fassungen mit Bajonettkontakt.
5. Normalien für Steckkontakte.
6. Vorschriften für die Konstruktion und Prüfung von Installationsmaterial.
7. Normalien für elektrische Maschinen und Transformatoren.
8. Normalien für Leitungen.

Schalter und alle Apparate, in denen betriebsmäßig Stromunterbrechung stattfindet, müssen derart angeordnet sein, daß etwa im Betriebe der elektrischen Einrichtungen auftretende Feuererscheinungen nicht zündend auf die Nachbarschaft wirken und keine Kurz- oder Erdschlüsse herbeiführen können.

b) Bei Schalttafeln, die betriebsmäßig auf der Rückseite zugänglich sind, darf die Entfernung zwischen ungeschützten, stromführenden Teilen der Schalttafel und der gegenüberliegenden Wand nicht weniger als 1 m betragen. Sind an der letzteren ungeschützte stromführende Teile in erreichbarer Höhe vorhanden, so muß die horizontale Entfernung bis zu derselben 2 m betragen und der Zwischenraum durch Geländer geteilt sein.

c) Die Kreuzung stromführender Teile an Schalt- und Verteilungstafeln ist möglichst zu vermeiden. Ist dies nicht erreichbar, so sind die stromführenden Teile durch Isolierung voneinander zu trennen, oder derart in genügendem Abstand voneinander zu befestigen, daß Berührung ausgeschlossen ist.

d) Die Polarität bzw. Phase von Leitungsschienen, die hinter der Schalttafel liegen, ist durch farbigen Anstrich kenntlich zu machen.

e) An Verteilungstafeln, welche nicht von der Rückseite aus zugänglich sind, müssen die Leitungen nach Befestigung der Tafel angeschlossen und die Anschlüsse jederzeit von vorn kontrolliert und gelöst werden können.

f) Die Sicherungen auf den Verteilungstafeln sind mit Bezeichnungen zu versehen, aus denen hervorgeht, zu welchen Räumen bzw. Gruppen von Stromverbrauchern sie gehören.

g) Im übrigen wird bezüglich der Ausrüstung der Schalt- und Verteilungstafeln auf die §§ 10—14 verwiesen.

Leitungsmaterial.

§ 5.

Beschaffenheit und Belastung des Leitungskupfers.

a) Leitungskupfer muß den Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker entsprechen. Ausnahmen hiervon sind bei Drähten zulässig, die für Freileitungen bestimmt sind.

b) Isolierte Kupferleitungen und nicht unterirdisch verlegte Kabel dürfen höchstens mit den in nachstehender Tabelle verzeichneten Stromstärken dauernd belastet werden.

Querschnitt in Quadratmillimetern	Betriebsstromstärke in Ampere	Querschnitt in Quadratmillimetern	Betriebsstromstärke in Ampere
0,75	4	95	165
1	6	120	200
1,5	10	150	235
2,5	15	185	275
4	20	240	330
6	30	310	400
10	40	400	500
16	60	500	600
25	80	625	700
35	90	800	850
50	100	1000	1000
70	130		

Blanke Kupferleitungen bis zu 50 qmm unterliegen gleichfalls den Vorschriften der vorstehenden Tabelle, blanke Kupferleitungen über 50 und unter 1000 qmm Querschnitt können mit 2 Ampere für das Quadratmillimeter belastet werden. Auf Freileitungen finden die vorstehenden Zahlenbestimmungen keine Anwendung.

Bei intermittierendem Betriebe ist eine Erhöhung der Belastung über die Tabellenwerte zulässig, sofern dadurch keine größere Erwärmung als bei der der Tabelle entsprechenden Dauerbelastung entsteht.

c) Der geringste zulässige Querschnitt für isolierte Kupferleitung ist 1 qmm, an und in Beleuchtungskörpern $^3/_4$ qmm. Der geringste zulässige Querschnitt von offen verlegten blanken Kupferleitungen in Gebäuden ist 4 qmm, bei Freileitungen 6 qmm.

d) Bei Verwendung von Leitern aus anderen Metallen müssen die Querschnitte so gewählt werden, daß sowohl Festigkeit wie Erwärmung durch den Strom den im Vorigen für Kupfer gegebenen Querschnitten entspricht.

§ 6.

Leitungen.

a) Im Nächstfolgenden werden behandelt: Drahtleitungen, Schnurleitungen u. Kabel.

b) Drahtmaterialien für Maschinen und Apparate unterliegen den Bestimmungen dieser Vorschriften nicht.

§ 7.

Drahtleitungen.

a) B l a n k e L e i t u n g e n. Hierher gehören blanker Kupferdraht, verzinnter Kupferdraht, verbleiter Kupferdraht, verzinkter und verzinnter Eisendraht, Aluminiumdraht, Draht von Siliziumbronze usw.

Für andere als Kupferdrähte vgl. § 5 d).

b) Gummibanddrähte
c) Gummiaderdrähte
d) Mehrfachdrahtleitungen
e) Fassungsadern
} siehe Normalien für Leitungen.

f) Gepanzerte Drahtleitungen bestehen aus je zwei oder mehreren nach c) isolierten Drähten, die mit einer gemeinsamen Hülle und darüber mit einer dichten Metallumklöppelung versehen sind. Gepanzerte Leitungen dürfen nicht direkt in die Erde verlegt werden, sind aber im übrigen den armierten Bleikabeln gleichgestellt.

g) D r a h t l e i t u n g e n a n d e r e r A r t dürfen nur verwendet werden, wenn sie der in den Normalien für Gummiaderdrähte beschriebenen Wasserprobe, ev. unter sinngemäßer Modifikation der Bedingungen genügen.

§ 8.

Schnüre (biegsame Leitungen).

a) Gummibandschnüre
b) Gummiaderschnüre
c) Pendelschnüre
} siehe Normalien für Leitungen.

d) Gepanzerte Schnurleitungen bestehen aus je zwei oder mehreren nach 8 b) isolierten Schnüren, die mit einer gemeinsamen Hülle und darüber mit einer dichten Metallumklöppelung versehen sind. Gepanzerte Schnurleitungen dürfen nicht direkt in die Erde verlegt werden, sind aber im übrigen den armierten Bleikabeln gleichgestellt.

§ 9.

Kabel.

a) Blanke Bleikabel (Bezeichnung K B) bestehen aus einer oder mehreren Kupferseelen, starken Isolierschichten und einem [illegible] oder mehrfachen

Bleimantel. Sie sind nur zu verwenden, wenn sie gegen mechanische und gegen chemische Beschädigungen geschützt sind.

b) Asphaltierte Bleikabel (Bezeichnung KA) wie die vorigen, aber mit asphaltiertem Faserstoff umwickelt; sie müssen gegen mechanische Beschädigungen geschützt sein.

c) Armierte asphaltierte Bleikabel (Bezeichnung KE) wie die vorigen und mit Eisenband oder -Draht armiert.

d) Bei eisenarmierten Kabeln für Ein- oder Mehrphasenstrom müssen sämtliche zu einem Stromkreis gehörigen Leitungen in demselben Kabel enthalten sein.

Apparate.

§ 10.

Allgemeines.

a) Die äußeren stromführenden Teile sämtlicher Apparate (Ausnahme siehe § 12) müssen auf feuersicheren und, soweit sie nicht betriebsmäßig geerdet sind, auf in dem Verwendungsraum isolierenden Unterlagen montiert sein.

b) Apparate sind derart zu bemessen, daß sie durch den stärksten normal vorkommenden Betriebsstrom keine für den Betrieb oder die Umgebung bedenkliche Temperatur annehmen können.

c) Die Verbindung der Leitungen mit den Apparaten ist durch Schrauben oder gleichwertige Mittel auszuführen.

Schnüre oder Drahtseile bis zu 6 qmm und Einzeldrähte bis zu 25 qmm Kupferquerschnitt können mit angebogenen Ösen an die Apparate befestigt werden. Drahtseile über 6 qmm sowie Drähte über 25 qmm Kupferquerschnitt müssen mit Kabelschuhen oder gleichwertigen Verbindungsmitteln versehen sein. Schnüre und Drahtseile von weniger als 6 qmm Querschnitt müssen, wenn sie nicht gleichfalls Kabelschuhe oder gleichwertige Verbindungsmittel erhalten, an den Enden verlötet sein; zum Löten darf die offene Flamme nicht verwendet werden.

d) Apparate müssen so konstruiert sein, daß der für die anzuschließenden Drähte vorgeschriebene Abstand von der Wand auch an den Einführungsstellen gewahrt werden kann.

e) Alle Apparate müssen derart konstruiert und angebracht sein, daß eine Verletzung von Personen durch Splitter, Funken und geschmolzenes Material ausgeschlossen ist.

§ 11.

Ausschalter und Umschalter.

a) Alle Schalter, welche außerhalb elektrischer Betriebsräume verwendet werden sollen, müssen Momentschalter sein, die so konstruiert sind, daß beim Öffnen unter normalem Betriebsstrom kein dauernder Lichtbogen entstehen kann.

b) Metallkontakte sind so zu bemessen, daß bei normalem Betriebsstrom keine ungehörige Erwärmung eintritt. Die Erwärmung gilt als ungehörig

1. bei Dosenausschaltern, wenn die Übertemperatur der Dose 10° C überschreitet,
2. bei Hebelausschaltern, wenn die Übertemperatur der Kontakte 50° C überschreitet.

c) Schalter außerhalb elektrischer Betriebsräume müssen Gehäuse haben. Gehäuse, soweit sie der Berührung zugänglich sind, und Griffe müssen aus nicht leitendem Material bestehen oder mit einer haltbaren Isolierschicht überzogen sein. Für Griffe und Kupplungsstangen ist Holz zulässig.

d) Die normale Betriebsstromstärke und Spannung, für die ein Schalter gebaut ist, sind auf dem festen Teil zu vermerken.

e) Wegen der zulässigen Größenstufen siehe die Vorschriften für die Konstruktion und Prüfung von Installationsmaterialien.

Ausgenommen von den Bestimmungen unter c) und d) sind die Ausschalter in elektrischen Betriebsräumen, sowie diejenigen, welche im Freien in unzugänglicher Lage angebracht sind, vgl. § 23.

§ 12.

Steck-Kontakte und dergl.

a) Stecker und verwandte Vorrichtungen zum Anschluß beweglicher Leitungen müssen so konstruiert sein, daß sie nicht in Kontakte für höhere Stromstärken passen.

Die normale Betriebsstromstärke und Spannung sind auf dem festen Teil und auf dem Stecker sichtbar zu vermerken.

b) Kontaktvorrichtungen zum Anschluß beweglicher Leitungen müssen, wenn sie Sicherungen enthalten, konstruktionsmäßig allpolig gesichert sein; siehe § 32 b.

c) Bei Steckern, welche für trockene Räume bestimmt sind, darf Hartgummi als Isoliermaterial verwendet werden.

§ 13.

Widerstände und Heizapparate.

a) Die stromführenden Teile von Widerständen und Heizapparaten sind auf feuersicherer, gut isolierender Unterlage zu montieren und, soweit sie nicht für elektrische Betriebsräume bestimmt sind, mit einer Schutzhülle aus feuersicherem Material zu verkleiden.

b) Widerstände sind so zu bemessen, daß sie im normalen Betriebe keine für den Betrieb oder die Umgebung bedenkliche Temperatur annehmen.

§ 14.

Schmelz-Sicherungen.

a) Die Abschmelzstromstärke einer Sicherung soll das Doppelte ihrer Normalstromstärke sein. Sicherungen bis einschließlich 50 A Normalstromstärke müssen mindestens den $1\frac{1}{4}$ fachen Normalstrom dauernd tragen können; vom kalten Zustande aus plötzlich mit der doppelten Normalstromstärke belastet, müssen sie in längstens zwei Minuten abschmelzen.

b) Die Sicherungen müssen einzeln bei der Betriebsspannung sicher funktionieren, solche, die für Strom bis zu 30 A bestimmt sind, auch bei der um 10 % erhöhten Betriebsspannung. Zur Sicherheit der Funktion gehört, daß sie abschmelzen, ohne einen dauernden Lichtbogen zu erzeugen, und daß die etwaigen Explosionserscheinungen ungefährlich verlaufen. (Vergleiche die Vorschriften für die Konstruktion und Prüfung von Installationsmaterial.)

c) Bei Sicherungen dürfen weiche, plastische Metalle und Legierungen nicht unmittelbar den Kontakt vermitteln, sondern die Schmelzdrähte oder Schmelzstreifen müssen in Kontaktstücke aus Kupfer oder gleichgeeignetem Metall eingelötet sein.

d) Sicherungen von 6 bis 30 A müssen in dem Sinne unverwechselbar sein, daß die fahrlässige oder irrtümliche Verwendung von Einsätzen für zu hohe Stromstärken ausgeschlossen ist.

e) Die Normalstromstärke und die Maximalspannung sind auf dem Einsatz der Sicherung zu verzeichnen.

Isolier- und Befestigungskörper.

§ 15.

Holzleisten sind verboten, Krampen sind nur zur Befestigung von betriebsmäßig geerdeten Leitungen zulässig, sofern dafür gesorgt ist, daß der Leiter weder mechanisch noch chemisch durch die Art der Befestigung geschädigt wird.

§ 16.

Isolierglocken, -Rollen und -Ringe.

a) Isolierglocken, -Rollen und -Ringe sollen aus Porzellan, Glas oder gleichwertigem Material bestehen.

b) Sie müssen so geformt sein, daß die an ihnen zu befestigenden Leitungen in genügendem Abstand von den Befestigungsflächen gehalten werden können. Vgl. § 29.

§ 17.

Klemmen.

a) Klemmen müssen, soweit sie nicht für Bleikabel bestimmt sind, aus hartem Isoliermaterial oder entsprechend isoliertem Material bestehen.

b) Sie müssen so geformt sein, daß die an ihnen zu befestigenden Leitungen in genügendem Abstand von den Befestigungsflächen gehalteu werden können.

§ 18.

Rohre.

a) Bei Metall- und Isolierrohren, in denen Leitungen verlegt werden sollen, muß die lichte Weite sowie die Anzahl und der Radius der Krümmungen so gewählt sein, daß man die Drähte jederzeit leicht einziehen und entfernen kann. Die Rohre müssen ferner so eingerichtet sein, daß die Isolierung der Leitungen durch vorstehende Teile und scharfe Kanten nicht verletzt werden kann.

b) Rohre, die für mehr als einen Draht bestimmt sind, müssen mindestens 11 mm lichte Weite haben.

C. Verlegungsvorschriften.

1. Erdung.

§ 22.

a) Alle Verbindungen in Erdungsleitungen müssen durch Verlötung hergestellt sein, doch kann der Anschluß an Erdungsschalter und an dem zu erdenden Gegenstand auch durch Verschrauben hergestellt sein.

b) Der Querschnitt der Erdungsleitungen ist mit Rücksicht auf die zu erwartenden Erdschlußstromstärken zu bemessen. Die Erdungsleitungen müssen gegen mechanische und chemische Beschädigungen geschützt werden.

c) Es ist für möglichst geringen Erdungswiderstand Sorge zu tragen.

Als Erdelektroden dienen Platten, Drahtnetze, Gitterwerk und dergl.

Rohrleitungen können zur Erdung mitbenutzt werden, dürfen aber nicht als ausschließliche Erdung dienen.

d) Die in einem Gebäude befindlichen Erdungsleitungen müssen sämtlich unter sich gut leitend verbunden sein.

e) Es ist verboten, Strecken einer geerdeten Betriebsleitung durch Erde allein zu ersetzen.

f) Der neutrale Mittelleiter von Gleichstrom-Dreileitersystemen muß geerdet sein.

2. Freileitungen.

§ 23.

a) Bei Freileitungen kann, wenn die Festigkeitsrücksichten es wünschenswert machen, Kupfer verwendet werden, welches den Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker nicht entspricht.

b) Der geringste zulässige Metallquerschnitt von blanken oder isolierten Freileitungen aus Kupfer ist 6 qmm.

c) Freileitungen können mit größeren Stromstärken belastet werden, als der Tabelle in § 5 entspricht.

d) Freileitungen dürfen nur auf Porzellanglocken oder gleichwertigen Isoliervorrichtungen verlegt werden, wobei die Glocken in aufrechter Stellung zu befestigen sind.

e) Freileitungen müssen mindestens 5 m von der Erdoberfläche entfernt sein.

f) Den örtlichen Verhältnissen entsprechend sind Freileitungen durch Blitzschutzvorrichtungen zu sichern, die auch bei wiederholten Entladungen wirksam bleiben.

g) Freileitungen sowie Apparate an Freileitungen sind so anzubringen, daß sie ohne besondere Hilfsmittel nicht zugänglich sind.

h) Sofern in Freileitungen Transformatoren vorkommen, ist die Vorschrift § 25 b) zu befolgen.

i) Bezüglich der Sicherung vorhandener Telephon- und Telegraphenleitungen wird auf das Reichstelegraphengesetz vom 6. April 1892 und auf das Telegraphenwegegesetz vom 18. Dezember 1899 verwiesen.

3. Einführung von Freileitungen in Gebäude.

§ 24.

Bei Einführung von Freileitungen aus dem Freien in Gebäude sind entweder die Drähte frei und straff durchzuspannen oder es muß für jede Leitung ein isolierendes und feuersicheres Einführungsrohr verwendet werden, welches auf der Außenseite des Gebäudes eine trichterförmig nach unten gerichtete Mündung hat.

4. Anlagen in Gebäuden.

4a. Gebäude im allgemeinen.

§ 26.

Leitungen im allgemeinen.

a) Alle Leitungen müssen so verlegt werden, daß sie nach Bedarf geprüft und ausgewechselt werden können.

Für unterirdisch verlegte Kabel gilt diese Vorschrift nur bezüglich der Prüfung.

b) Soweit festverlegte Leitungen der mechanischen Beschädigung ausgesetzt sind oder soweit sie im Handbereich liegen, müssen sie durch Verkleidungen geschützt werden, die so hergestellt sein sollen, daß die Luft frei durchstreichen kann. Rohre gelten als Schutzverkleidung. Armierte Bleikabel und metallumhüllte Leitungen sowie sämtliche Leitungen in elektrischen Betriebsräumen unterliegen dieser Vorschrift nicht.

c) Bewegliche biegsame Leitungen dürfen an festverlegten Leitungen nur mittels lösbarer Kontakte (§ 12) angeschlossen werden.

d) Die Verbindung von Leitungen untereinander sowie die Abzweigung von Leitungen geschieht mittels Lötung, Verschraubung oder gleichwertiger Verbindung.

Abzweigungen von festverlegten Mehrfachleitungen nach § 8 müssen mit Abzweigklemmen auf isolierender Unterlage ausgeführt werden.

e) Zum Löten dürfen keine Lötmittel verwendet werden, welche das Metall angreifen.

f) Bei Verbindungen oder Abzweigungen von isolierten Leitungen ist die Verbindungsstelle in einer der sonstigen Isolierung möglichst gleichwertigen Weise zu isolieren. Die Anschluß- und Abzweigstellen müssen von Zug entlastet sein.

g) Kreuzungen von stromführenden Leitungen unter sich mit sonstigen Metallteilen sind so auszuführen, daß Berührung ausgeschlossen ist. Kann kein genügender Abstand eingehalten werden, so sollen isolierende Rohre übergeschoben oder isolierende Platten dazwischen gelegt werden, um die Berührung zu verhindern. Rohre und Platten sind sorgfältig zu befestigen und gegen Lageveränderung zu schützen.

h) Bei Einrichtungen, bei denen ein Zusammenlegen von mehr als 3 Leitungen unvermeidlich ist (z. B. Reguliervorrichtungen) dürfen Gummiaderleitungen so verlegt werden, daß sie sich berühren, wenn eine Lagenveränderung ausgeschlossen ist.

§ 27.

Wand- und Deckendurchführung.

a) Durch Wände und Decken sind die Leitungen entweder der in den betr. Räumen gewählten Verlegungsart entsprechend hindurchzuführen oder es sind haltbare Rohre aus Isoliermaterial zu verwenden, und zwar für jede einzeln verlegte Leitung und für jede Mehrfachleitung je ein Rohr.

Diese Durchführungsrohre müssen an den Enden mit Tüllen aus feuersicherem Isoliermaterial versehen und so weit sein, daß die Drähte leicht darin bewegt werden können.

In feuchten Räumen sind entweder Porzellanrohre zu verwenden, deren Enden nach Art der Isolierglocken ausgebildet sind, oder die Leitungen sind frei durch genügend weite Kanäle zu führen.

Über Fußböden müssen die Rohre mindestens 10 cm vorstehen und gegen mechanische Beschädigungen sorgfältig geschützt sein.

b) Armierte Bleikabel, metallumhüllte Leitungen sowie betriebsmäßig geerdete Leitungen fallen nicht unter die Bestimmungen dieses Paragraphen, sind aber gegen die Einflüsse der Mauerfeuchtigkeit zu schützen, z. B. durch Anstrich.

§ 28.

Blanke Leitungen in Gebäuden.

a) Offen verlegte blanke Leitungen aus Kupfer oder anderen Metallen von mindestens gleicher Bruchfestigkeit müssen einen Minimalquerschnitt von 4 qmm haben.

b) Sie dürfen nur auf Isolierglocken oder gleichwertigen Vorrichtungen verlegt werden und müssen, soweit sie nicht unausschaltbare Parallelzweige sind, bei Spannweiten von mehr als 6 m mindestens 20 cm, bei Spannweiten von 4 bis 6 m mindestens 15 cm und bei kleineren Spannweiten mindestens 10 cm voneinander, in allen Fällen aber mindestens 10 cm von der Wand bzw. von Gebäudeteilen entfernt sein.

Bei parallel geführten Speise-, Steig- und Verteilungsleitungen können starke Kupferschienen sowie starke Kupferdrähte in kleineren Abständen voneinander verlegt werden.

c) Blanke Leitungen außerhalb elektrischer Betriebs- und Akkumulatorenräume sind gegen zufällige Berührung zu schützen.

d) Betriebsmäßig geerdete blanke Leitungen fallen nicht unter die Bestimmungen b) und c) dieses Paragraphen, müssen aber gegen die bei normaler Benutzung des betreffenden Raumes vorauszusetzenden Beschädigungen geschützt sein.

Isolierte Drähte und Schnurleitungen.

§ 29.

Verlegung mit Glocken, Rollen, Ringen und Klemmen.

a) Glocken sollen nur in aufrechter Stellung bzw., wenn eine Neigung nicht zu vermeiden ist, so angebracht werden, daß sich kein Wasser in ihnen ansammeln kann.

b) Glocken, Rollen, Ringe und Klemmen, die zur Verlegung von Draht- und Schnurleitungen dienen, müssen so angebracht werden, daß sie die Leitungen mindestens 10 mm von der Wand entfernt halten.

c) Bei Führung der Leitungen auf Rollen längs der Wand muß auf höchstens 80 cm eine Befestigungsstelle kommen. Bei Führung an der Decke können den örtlichen Verhältnissen entsprechend größere Abstände ausnahmsweise gewählt werden.

d) Mehrfachleitungen dürfen nicht so befestigt werden, daß ihre Einzelleiter aufeinander gepreßt werden. Metallene Bindedrähte sind bei ungepanzerten Mehrfachleitungen unzulässig. Für Führung der Leitung auf Rollen gilt die Vorschrift unter b).

e) Mehrfachleitungen dürfen nicht zur Aufhängung von Lampen usw. benutzt werden, soweit sie nicht eine besondere Tragschnur enthalten, vgl § 21 d).

§ 30.

Verlegung in Rohren.

a) Papierrohre ohne Metallüberzug dürfen nicht unter Putz verlegt werden.

b) Drahtverbindungen innerhalb der Rohre sind nicht statthaft.

c) Die lichte Weite der Rohre, die Zahl und der Radius der Krümmungen, sowie die Anzahl und Lage der Verbindungsdosen müssen so gewählt sein, daß man die Drähte leicht einziehen und entfernen kann.

d) Leitungen, welche Wechsel- oder Mehrphasenstrom führen, müssen, wenn sie in metallenen oder metallüberzogenen Rohren liegen, so zusammengelegt werden, daß die Summe der durch das Rohr gehenden Ströme null ist. Im übrigen ist es gestattet, drei Drähte bis zu 6 qmm Kupferquerschnitt in ein einziges Rohr zu verlegen; vgl. außerdem § 26 h).

e) Rohre für mehr als einen Draht müssen mindestens 11 mm lichte Weite haben.

f) In Metallrohren, auch solchen mit Längsschlitz, ohne isolierende Auskleidung müssen die Drähte mindestens nach § 7 c) isoliert sein.

g) Die Rohre sind so herzurichten, daß die Isolierung der Leitungen durch vorstehende Teile und scharfe Kanten nicht verletzt werden kann.

h) Die Rohre sind so zu verlegen, daß sich an keiner Stelle Wasser ansammeln kann.

§ 31.

Verlegung von Kabeln.

a) Bleikabel jeder Art dürfen nur mit Endverschlüssen, Muffen oder gleichwertigen Vorkehrungen, welche das Eindringen von Feuchtigkeit verhindern und gleichzeitig einen guten elektrischen Anschluß gestatten, verwendet werden.

b) Blanke und asphaltierte Bleikabel dürfen nur da verlegt werden, wo sie gegen die im normalen Betriebe zu erwartenden mechanischen Beschädigungen geschützt sind.

Bei blanken Bleikabeln ist außerdem besondere Vorsicht gegen chemische Einflüsse geboten.

c) An den Befestigungsstellen ist darauf zu achten, daß der Bleimantel nicht eingedrückt oder verletzt wird; Rohrhaken sind daher nur bei armierten Kabeln und Panzerleitungen als Befestigungsmittel zulässig.

Anbringung von Sicherungen, Schaltern und anderen Apparaten.

§ 32.

Anbringung der Sicherungen.

a) Die neutralen oder Nulleitungen bei Mehrleiter- oder Mehrphasensystemen, sowie alle betriebsmäßig geerdeten und als solche gekennzeichneten Leitungen dürfen keine Sicherungen enthalten; dagegen sind alle übrigen Leitungen, welche von der Schalttafel nach den Verbrauchsstellen führen, durch Abschmelzsicherungen oder andere selbsttätige Stromunterbrecher zu schützen.

b) Mit einziger Ausnahme der Fälle e) und f) sind Sicherungen an allen Stellen anzubringen, wo sich der Querschnitt der Leitungen in der Richtung nach der Verbrauchsstelle hin vermindert.

Außerdem sind lösbare Kontakte am festen Teil allpolig zu sichern.

c) Bei Verjüngungsstellen und Abzweigungen kann das Anschlußleitungsstück von der Hauptleitung zur Sicherung, wenn seine einfache Länge nicht mehr als 1 m beträgt, von geringerem Querschnitt sein als die Hauptleitung; es ist aber in diesem Falle von entzündlichen Gegenständen feuersicher zu trennen und darf nicht aus Mehrfachleitungen hergestellt sein. Beträgt die einfache Länge mehr als 1 m, so muß das Anschlußleitungsstück bis zur Sicherung den gleichen Querschnitt haben wie die unmittelbar vorangehende Hauptleitung.

d) Die Stärke der zu verwendenden Sicherung ist der Betriebsstromstärke der zu schützenden Leitung anzupassen.

e) Mehrere Verteilungsleitungen können eine gemeinsame Sicherung von höchstens 6 A Normalstromstärke erhalten. Querschnittsverminderungen oder Abzweigungen jenseits dieser Sicherung brauchen in diesem Falle nicht weiter gesichert zu werden. Bei größeren Beleuchtungskörpern können ausnahmsweise gemeinsame Sicherungen für höchstens die doppelte Stromstärke zugelassen werden, wenn die Spannung nicht mehr als 130 V beträgt.

f) Bei Querschnittsverkleinerungen sind in den Fällen, wo die vorhergehende Sicherung den schwächeren Querschnitt schützt, weitere Sicherungen nicht mehr erforderlich.

g) Die Sicherungen sind möglichst zu zentralisieren und in handlicher Höhe anzubringen.

h) Wegen Abzweigung biegsamer Leiter zum Anschluß beweglicher Lampen, Motoren und Apparate siehe § 26 c) und oben Absatz b).

§ 33.

Anbringung von Ausschaltern.

b) Alle Ausschalter mit Ausnahme derjenigen in einzelnen Glühlampen-Stromkreisen müssen, wenn sie geöffnet werden, ihren Stromkreis spannungslos machen.

§ 34.

Anbringung von Apparaten, insbesondere auch Widerständen und fest montierten Heizapparaten.

a) Die stromführenden Teile aller in eine Leitung eingeschalteten Apparate müssen bei Verwendung außerhalb elektrischer Betriebsräume derart geschützt sein, daß sie sowohl der Berührung durch Unbefugte entzogen als auch von brennbaren Gegenständen feuersicher getrennt sind.

b) Bei Einführung von Leitungen muß der für die Leitung vorgeschriebene Abstand von der Wand gewahrt werden.

c) Widerstände sind auf feuersicherem, gut isolierendem Material zu montieren und mit einer Schutzhülle aus feuersicherem Material zu umkleiden. Sie dürfen nur auf feuersicherer Unterlage, und zwar freistehend, oder an feuersicheren Wänden angebracht werden.

d) Fest montierte Heizapparate und solche Widerstände, bei denen eine Erwärmung auf mehr als Handwärme eintreten kann, sind derart anzuordnen, daß eine Berührung zwischen den wärmeentwickelnden Teilen und entzündlichen Materialien, sowie eine feuergefährliche Erwärmung derartiger Materialien nicht stattfinden kann.

§ 35.

Anbringung von Beleuchtungskörpern.

a) An und in Beleuchtungskörpern darf nur Draht verwendet werden, der mindestens den Normalien des Verbandes entspricht.

b) Wird die Leitung an der Außenseite des Beleuchtungskörpers geführt, so muß sie so befestigt sein, daß sie sich nicht verschieben kann.

c) Beleuchtungskörper müssen so angebracht werden, daß die Zuführungsdrähte nicht durch Drehen des Körpers verletzt werden können.

§ 47.

Inkrafttreten dieser Vorschriften.

a) Diese Vorschriften gelten für Anlagen oder Erweiterungen, welche nach dem 1. Januar 1904 fertiggestellt werden. Sie haben keine rückwirkende Kraft.

b) Der Verband Deutscher Elektrotechniker behält sich vor, dieselben den Fortschritten und Bedürfnissen der Technik entsprechend abzuändern.

Die vorstehenden Vorschriften sind von der Kommission des Verbandes Deutscher Elektrotechniker einstimmig angenommen worden und haben daher in Gemäßheit des Verbandsbeschlusses vom 13. Juni 1902 als Verbandsvorschriften zu gelten.

Der Vorsitzende der Kommission.

Budde.

Auszug
aus den Normalien für Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren.

Herausgegeben vom Verband Deutscher Elektrotechniker.[1])

Allgemeine Bestimmungen.

§ 1. Die folgenden Bestimmungen gelten nur insofern, als sie nicht durch ausdrücklich vereinbarte Lieferungsbedingungen abgeändert werden.

Ausgenommen hiervon sind die Vorschriften über die Leistungsschilder (vgl. §§ 4, 5, 6), die immer erfüllt sein müssen.

Maschinen ohne Leistungsschild oder mit einem anderen als dem weiter unten vorgeschriebenen Leistungsschild werden als diesen Normalien nicht entsprechend angesehen.

Leistung.

§ 2. Als Leistung gilt bei allen Maschinen die abgegebene. Dieselbe ist anzugeben bei Gleichstrom in Kilowatt (KW), bei Wechselstrom in Kilowatt mit Angabe des Leistungsfaktors. Bei Abgabe von mechanischer Leistung ist dieselbe in Pferdestärken (PS) anzugeben.

Außerdem sind anzugeben und auf dem Leistungsschild (vgl. §§ 4, 5, 6), oder auf einem besonderen Schild zu verzeichnen die normalen Werte von Tourenzahl bzw. Frequenz, Spannung und Stromstärke.

§ 3. In bezug auf die Leistung sind folgende Betriebsarten zu unterscheiden:

a) der intermittierende Betrieb, bei dem nach Minuten zählende Arbeitsperioden und Ruhepausen abwechseln (Motoren für Kräne);

b) der kurzzeitige Betrieb, bei dem die Arbeitsperiode kürzer ist als nötig, um die Endtemperatur zu erreichen, und die Ruhepause lang genug, damit die Temperatur wieder annähernd auf die Lufttemperatur sinken kann;

c) der Dauerbetrieb, bei dem die Arbeitsperiode so lang ist, daß die Endtemperatur erreicht wird.

§ 4. Als normale Leistung von Maschinen für intermittierende Betriebe ist die Leistung zu verstehen und anzugeben, welche ohne Unterbrechung eine Stunde lang abgegeben werden kann, ohne daß die Temperaturzunahme den weiter unten als zulässig bezeichneten Wert überschreitet. Diese Leistung ist auf einem Schild unter der Bezeichnung »intermittierend« anzugeben.

§ 5. Als normale Leistung von Maschinen für kurzzeitigen Betrieb ist die Leistung zu verstehen und anzugeben, welche während der vereinbarten Betriebszeit abgegeben werden kann, ohne daß die Temperaturzunahme den weiter unten als zulässig bezeichneten Wert überschreitet. Diese Leistung ist unter der Bezeichnung »für . . . St.« auf einem Schild anzugeben.

§ 6. Als normale Leistung von Maschinen für Dauerbetrieb ist die Leistung zu verstehen und anzugeben, welche während beliebig langer Zeit abgegeben werden kann.

---

1) Berlin, Verlag von Jul. Springer. Auszüglicher Abdruck mit Genehmigung des Verbandes Deutscher Elektrotechniker.

ohne daß die Temperaturzunahme den weiter unten als zulässig angegebenen Wert überschreitet. Diese Leistung ist auf einem Schild unter der Bezeichnung »dauernd« anzugeben.

§ 7. Die gleichzeitige Angabe der Leistung für verschiedene Betriebsarten ist zulässig.

§ 9. Maschinen mit Kollektor müssen bei jeder Belastung innerhalb der zulässigen Grenzen bei günstigster Bürstenstellung und eingelaufenen Bürsten so weit funkenfrei laufen, daß ein Behandeln des Kollektors mit Glaspapier oder dergl. höchstens nach je 24 Betriebsstunden erforderlich ist.

Temperaturzunahme.

§ 10. Die Temperaturzunahme von Maschinen ist bei normaler Leistung und unter Berücksichtigung der oben definierten Betriebsarten zu messen, nämlich:

a) bei intermittierenden Betrieben nach Ablauf eines ununterbrochenen Betriebes von einer Stunde;

b) bei kurzzeitigen Betrieben nach Ablauf eines ununterbrochenen Betriebes während der auf dem Leistungsschild verzeichneten Betriebszeit;

c) bei Dauerbetrieben nach Ablauf von zehn Stunden.

§ 11. Sofern für kleinere Maschinen unzweifelhaft feststeht, daß die stationäre Temperatur in weniger als zehn Stunden erreicht wird, so kann die Temperaturzunahme nach entsprechend kürzerer Zeit gemessen werden.

§ 12. Bei der Prüfung auf Temperaturzunahme dürfen die betriebsmäßig vorgesehenen Umhüllungen, Abdeckungen, Ummantelungen usw. von Maschinen und Transformatoren nicht entfernt, geöffnet oder erheblich verändert werden. Eine etwa durch den praktischen Betrieb hervorgerufene und bei der Konstruktion in Rechnung gezogene Kühlung kann im allgemeinen bei der Prüfung nachgeahmt werden, jedoch ist es nicht zulässig, bei Straßenbahnmotoren den durch die Fahrt erzeugten Luftzug bei der Prüfung künstlich herzustellen.

§ 13. Als Lufttemperatur gilt jene der zuströmenden Luft oder, wenn keine entschiedene Luftströmung bemerkbar ist, die mittlere Temperatur der die Maschine umgebenden Luft in Höhe der Maschinenmitte, wobei in beiden Fällen in etwa 1 m Entfernung von der Maschine zu messen ist. Die Lufttemperatur ist während des letzten Viertels der Versuchszeit in regelmäßigen Zeitabschnitten zu messen und daraus der Mittelwert zu nehmen.

§ 14. Wird ein Thermometer zur Messung der Temperatur verwendet, so muß eine möglichst gute Wärmeleitung zwischen diesem und dem zu messenden Maschinenteil herbeigeführt werden, z. B. durch Staniolumhüllung. Zur Vermeidung von Wärmeverlusten wird die Kugel des Thermometers und die Meßstelle außerdem mit einem schlechten Wärmeleiter (trockener Putzwolle u. dgl.) überdeckt. Die Ablesung findet erst statt, nachdem das Thermometer nicht mehr steigt.

§ 15. Mit Ausnahme der mit Gleichstrom erregten Feldspulen und aller ruhenden Wickelungen werden alle Teile der Motoren mittels Thermometer auf ihre Temperaturzunahme untersucht.

Bei thermometrischen Messungen sind, so weit wie möglich, jeweilig die Punkte höchster Temperatur zu ermitteln, und die dort gemessenen Temperaturen sind maßgebend.

§ 16. Die Temperatur der mit Gleichstrom erregten Feldspulen und aller ruhenden Wickelungen ist aus der Widerstandszunahme zu bestimmen. Dabei ist, wenn der Temperaturkoeffizient des Kupfers nicht für jeden Fall besonders bestimmt wird, dieser Koeffizient als 0,004 anzunehmen.

§ 18. In gewöhnlichen Fällen und insofern die Lufttemperatur 35° C nicht übersteigt, darf die nach §§ 15 bis 17 ermittelte Temperatur-Zunahme folgende Werte nicht übersteigen:

a) an isolierten Wickelungen und Schleifringen bei Baumwollisolierung 50° C
   bei Papierisolierung . . . . 60° C
   » Isolierung durch Glimmer, Asbest und deren Präparate . . 80° C
   Für ruhende Wickelungen sind um 10° C höhere Werte zulässig.

b) an Kollektoren . . . . 60° C

c) an Eisen von Generatoren und Motoren, in das Wickelungen eingebettet sind, je nach der Isolierung der Wickelung die Werte unter a.

§ 21. Bei dauernd kurzgeschlossenen Wickelungen können vorstehende Grenzwerte überschritten werden

Überlastung.

§ 22. Im praktischen Betriebe sollen Überlastungen nur so kurze Zeit oder bei solchem Temperaturzustand der Maschinen vorkommen, daß die zulässige Temperaturzunahme dadurch nicht überschritten wird. Mit dieser Einschränkung müssen Maschinen in den folgenden Grenzen überlastungsfähig sein: 25% während 1/2 Stunde, 40% während 3 Minuten, wobei die normale Klemmenspannung einzuhalten ist. Der Kollektor der Gleichstrommaschinen darf hierbei nicht so stark angegriffen werden, daß der Gang bei normaler Leistung dem § 9 nicht mehr genügt.

In bezug auf mechanische Festigkeit müssen Maschinen, die betriebsmäßig mit annähernd konstanter Tourenzahl arbeiten, leerlaufend eine um 15% erhöhte Tourenzahl unerregt und vollerregt 5 Minuten lang aushalten.

§ 24. Die Prüfung soll die mechanische und elektrische Überlastungsfähigkeit ohne Rücksicht auf Erwärmung feststellen und deshalb bei solcher Temperatur beginnen, daß die zulässige Temperaturzunahme nicht überschritten wird.

Wirkungsgrad.

§ 34. Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis der abgegebenen zur zugeführten Leistung. Er kann durch direkte Messung der Leistungen oder indirekt durch Messung der Verluste bestimmt werden. Die indirekten Methoden sind leichter durchzuführen, durch Beobachtungsfehler weniger beeinflußt und aus diesen Gründen in der Regel vorzuziehen. Bei Angabe des Wirkungsgrades ist die Methode zu nennen, nach welcher er bestimmt werden soll, beziehungsweise bestimmt wurde, wozu ein Hinweis auf den entsprechenden Paragraphen dieser Normalien genügt.

Die Angabe des Wirkungsgrades soll sich stets auf die dem normalen Betriebe entsprechende Erwärmung beziehen.

Der Wirkungsgrad ist unter Berücksichtigung der Betriebsart (vgl. §§ 4, 5, 6) anzugeben.

Der Wirkungsgrad ohne besondere Angabe der Belastung bezieht sich auf die normale Belastung.

Wird künstliche Kühlung verwendet, so ist bei Angabe des Wirkungsgrades zu bemerken, ob die für die Kühlung erforderliche Leistung als Verlust mit in Rechnung gezogen ist. Fehlt eine derartige Bemerkung, so versteht sich der Wirkungsgrad mit Einschluß dieser Verluste.

Anhang.

Es empfiehlt sich, bei Neuanlagen und in Preislisten die folgenden Werte für Frequenz, Tourenzahl und Spannung möglichst zu berücksichtigen.

Die Frequenz soll 25 oder 50 sein.

Die Tourenzahl bei Wechselstrom- und Drehstrommaschinen soll nach folgender Tabelle abgestuft werden.

Polzahl	Tourenzahl des Generators, Synchronmotors oder leerlaufenden Asynchronmotors bei Frequenzen von	
	25	50
2	1500	3000
4	750	1500
6	500	1000
8	375	750
10	300	600
12	250	500
16	188	375
20	150	300
24	125	250
28	107	214
32	94	188
36	83	166
40	75	150
48	—	125
56	—	107
64	—	94
72	—	83
80	—	75

Die Spannung soll folgenden Tabellen entsprechen:

a) Gleichstrom.

Motor	Generator
110 V	115 V
220 »	230 »
440 »	470 »
500 »	550 »

b) Wechselstrom bzw. Drehstrom.

Motor oder Primärklemmen des Transformators	Generator oder Sekundärklemmen des Transformators
110 V	115 V
220 »	230 »
500 »	525 »
1000 »	1050 »
2000 »	2100 »
3000 »	3150 »
5000 »	5250 »

Literatur-Angaben

über Abhandlungen, Krane betreffend.

Zusammengestellt
nach der Zeitschriftenschau der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure.

Verzeichnis der Zeitschriften.

Am. Mach.	American Machinist (European Edition.)
Deutsche Bauz.	Deutsche Bauzeitung.
Dingler	Dinglers Polytechnisches Journal.
El. World	Electrical World and Engineer.
Elektrot. Z.	Elektrotechnische Zeitschrift.
Engineer	The Engineer.
Engng.	Engineering.
Eng. Magaz.	The Engineering Magazine.
Eng. News.	Engineering News.
Eng. Rec.	Engineering Record.
Génie civ.	Le Génie civil.
Gießerei Z.	Gießerei-Zeitung.
Glaser	Annalen für Gewerbe und Bauwesen.
Iron Age.	The Iron Age.
Österr. Z. Berg- u. Hüttenw.	Österreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen.
Portef. écon. mach.	Portefeuille économique des Machines del'Outillage et du Matériel.
Prakt. Masch.-Konstr.	Der praktische Maschinen-Konstrukteur.
Proc. Mst. Civ. Eng.	Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers.
Rev. ind.	Revue industrieller.
Rev. Méc.	Revue de Mécanique.
Schiffbau	Schiffbau.
Stahl u. Eisen	Stahl u. Eisen.
Tract. u. Transm.	Traction and Transmission.
Verhlgn. Ver. Beförd. Gewerbefl.	Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbefleißes.
Z. Dampfk. Maschbtr.	Zeitschrift für Dampfkessel u. Maschinenbetrieb.
Z. f. Elektrot. Wien	Zeitschrift für Elektrotechnik.
Z. österr. Ing. und Arch. Ver.	Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines.
Z. Ver. deutsch. Ing.	Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

1900.

A twenty-five ton hydraulic travelling crane. (Am. Mach. 9. Aug. 1900, S. 764/66.) Ausführliche Darstellung eines hydraulischen Laufkrans in der Hauptwerkstätte der Pennsylvania-Eisenbahn in Altoona. Zwei auf Kurbeln unter 90° arbeitende Druckwassermotoren betätigen das Längsfahrwerk und ein dritter Wassermotor das Windwerk zum Lastheben und -senken. Die Laufkatze wird durch zwei über den Kranträgern liegende Druckwasser-Flaschenzüge bewegt. Einzelheiten der Steuerung.

Weltausstellung in Paris. Elektrisch betriebener Vollportalkran von 3 t Tragkraft. (Dingler 14. Juli 1900, S. 448/51.) Der von Mohr und Federhaff gebaute Kran besteht aus einem vollwandigen Blechportal, auf dem ein Drehkran aufgestellt ist. Er wird durch zwei Drehstrommotoren von 23 und 4,5 PS bei 200 V. betrieben. Die Stromzuführung ist unterirdisch angeordnet. Kurze Darstellung des Windwerkes, der Schaltung und der Anlasser. Angaben über die Arbeitsgeschwindigkeiten.

Der deutsche 25 t-Montagekran. (Dingler 23. Dez. 1899, S. 177/97.) Der Kran, der von Carl Flohr, Berlin, erbaut ist, hat eine Spannweite von 27,6 m und eine Hubhöhe von 12,5 m. Zum Antrieb dienen vier Elektromotoren. Die Längsfahrt des Kranes erfolgt mit 0,5 m/sek Geschwindigkeit, die Querfahrt der Laufkatze mit 0,3 m/sek, das Heben der Höchstlast mit 0,04 m/sek.

Locomotive steam crane. (Engineer 19. Jan. 1900, S. 74.) Der Drehkran mit Laufwagen für die London and South Western Railway Co. ist von der Bedford Engineering Co. in Bedford gebaut und hat 10 t Tragfähigkeit. Die Last wird mit einer Geschwindigkeit von 0,3 m/sek gehoben, der Wagen hat eine Geschwindigkeit von 2,2 m/sek.

Exposition 1900. Grue Titan électrique de 30 tonnes de la salle des machines La Bourdonnais. Von Bouton. (Génie civ. 19. Mai 1900, S. 33/36 mit 1 Taf.) Der zur Aufstellung der Maschinen in der französischen Abteilung der Weltausstellung dienende fahrbare Drehkran besteht aus einem mächtigen viereckigen Turm, dessen sämtliche Glieder als Kastenträger ausgebildet sind, und dem nach beiden Seiten überragenden Ausleger, der auf der einen Seite eine fahrbare Laufkatze, auf der andern ein Gegengewicht von 15 t trägt. Der aus zwei doppelwandigen Gitterträgern bestehende Ausleger dreht sich auf einem Kranz von 48 Rollen und ist weiter durch einen mittleren Drehzapfen geführt, der zur Aufnahme eines Kabels durchbohrt ist. Die ganze Konstruktion ruht auf vier Paar mit mittleren Spurkränzen versehenen Rädern, die auf zwei Doppelschienen laufen. Die Doppelschienen sind in je 150 mm Abstand durch zylindrische Bolzen verbunden, die eine Zahnstange bilden, mit deren Hilfe der Kran hin- und hergefahren wird. Die Antriebkraft hierzu liefert ein Elektromotor von 20 PS. Ein zweiter Elektromotor von 16 PS dient zum Drehen des Auslegers, zum Querfahren der Katze und zum Heben und Senken der Last.

Elektrisch betriebener Laufkran von 25 t Tragkraft, System Örlikon. (Prakt. Maschinenkonstruktion 26. April 1900, S. 68 ff.) Der Kran hat 19,2 m Spannweite. Zum Antrieb wird ein 12 bis 14pferdiger, zum Heben der Last ein 18pferdiger Elektromotor verwendet. Eingehende Darstellung der Laufkatze.

Fahrbarer Dampfdrehkran von 20000 kg Tragkraft. (Prakt. Masch. Konstr. 19. Juli 1900 S. 114 mit 2 Tafeln.) Schwerer Kran mit veränderlicher Ausladung für das Verladen von Betonstücken im Hafen von Madrid. Die größte Ausladung beträgt

8,5 m, die Hubhöhe ebenfalls 8,5 m, die Hubgeschwindigkeit 5 m/min, die Fahrgeschwindigkeit 25 bis 30 m/min. Der Kran ruht auf 2 zweiachsigen Wagen. Darstellung aller Einzelheiten.

Exposition de 1900. Grue de 10 tonnes fonctionnant à bras et à l'électricité. Construite par Salin & Co. (Rev. ind. 19. Mai 1900, S. 190/91 mit 1 Tafel.) Der Ausleger bestreicht eine Fläche von 5,10 m Halbmesser; das Schwenken wird von Hand bewirkt. Das Hubwerk ist für Hand- und elektrischen Betrieb eingerichtet. Der 4 pferdige Elektromotor ist an dem Ausleger befestigt und betätigt das Hubwerk mittels selbstsperrenden Schneckengetriebes. Für den Handbetrieb ist eine Bandbremse vorgesehen. Die Hubgeschwindigkeit beträgt für Handbetrieb 0,480 und 0,980 m/min und für elektrischen Betrieb 0,940 m/min.

Der 20 t elektrische Laufkran von Ganz & Co., Budapest, auf der Weltausstellung in Paris. Von Kende. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 30. Nov. 1900, S. 733/35 mit 1 Taf.) Der Zweikatzenkran hat 11 m Spannweite und einen 6,5 pferdigen Drehstrom Fahrmotor mit 1320 Minutenumdrehungen. Die Katzen haben je zwei Drehstrom-Motoren, einen 14 pferdigen Hubmotor mit 960 Minutenumdrehungen und einen 3 pferdigen Fahrmotor mit 1320 Minutenumdrehungen. Die Geschwindigkeiten betragen 3,8 m/min für das Heben der Last, 16 m/min für das Katzenfahren und 40 m/min für das Kranfahren. Darstellung der Bühnen- und Katzenkonstruktion. Berechnung der Zahnräder. Anordnung der Motoren, des Führerkorbes, der Schaltvorrichtungen und der Leitungen.

Neuere elektrische Hebezeuge, ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath. (Z. Ver. deutsch. Ing. 31. März 1900, S. 414/17.) Eingehende Darstellung eines Laufkrans von 50 t Tragfähigkeit für die Mischeranlage des Stahlwerkes der Rombacher Hüttenwerke in Rombach. Die elektrische Ausrüstung: vier verschieden große Hauptstrom-Kapselmotoren und 4 Steuerschalter, von denen je zwei durch eine Universalsteuerung gesteuert werden, sind von der Union-Elektrizitätsgesellschaft geliefert. Allgemeine Anordnung: das Längsfahrwerk, die Laufkatze, das Hubwerk, das Kippwerk und das Querfahrwerk.

Die Weltausstellung von Paris 1900. Hebemaschinen von Kammerer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 29. Dez. 1900, S. 1781/87.) Krane für den Ausstellungsbetrieb: Eingehende Darstellung des Krans von Leblanc mit allen wichtigen Einzelheiten und Vergleich mit dem Flohrschen Kran. Laufkrane für Werkstättenbetrieb: Laufkran der Shaw Electric Crane Co. in Musgegon, Mich., für 30 t Normallast und 10 m Spannweite mit 0,05 m/sek Hubgeschwindigkeit, 0,5 m/sek Katzen und 1,25 m/sek Krangeschwindigkeit.

1901.

Notes on crane design. Von Williams. (Am. Mach. 14. Dez. 1901, S. 1305/06.) Allgemeine Betrachtungen über die Wahl des Hubmotors, die Bestimmung der Übersetzungen und die Wahl des Längsfahrmotors.

Vergleichung der beiden Montagekrane auf der Pariser Weltausstellung. Von Krull. (Dingler 9. Febr. 1901. S. 97/99.) Der Vergleich ergibt, daß der Flohrsche Kran dem von Leblanc in bezug auf Gewicht, Beanspruchung des Kranbalkens und des Unterbaues, einfache und leichte Schienenausführung, Reibung auf den Schienen, Massenwiderstand, Geschwindigkeit und Anzahl der Bewegungen überlegen ist.

Über elektrisch betriebene Hebezeuge. Von Kolben. (Elektrot. Z. 14. Febr. 1901, S. 148/54.) Vergleich zwischen Ein- und Mehrmotorenkranen. Ausführliche Darstellung einer Laufkatze für Werkstättenkrane mit zwei Gleichstrommotoren. Schnecken- und Zahnradgetriebe; Seilführung, Bremsvorrichtungen für die Hubbewegung und das Kranfahren; Anordnung des Führerstandes und der Fahrschalter. Katze mit zwei Drehstrommotoren für 10 t Last, 12,5 m/min Hubgeschwindigkeit bei voller Last und 25,5 m/min bei halber Last und 45 m/min Katzengeschwindigkeit. Aufzugwinde mit 15 pferdigem Gleichstrommotor für 3 t Nutzlast und 0,3 m/sek Hubgeschwindigkeit. Aufzugwinde mit 6 pferdigem Drehstrommotor für 0,6 t Nutzlast und 0,4 m/sek Hubgeschwindigkeit.

100-ton electric ladle crane. (Engineer 8. März 1901, S. 239/40.) Der Laufkran dient zum Transport der Pfannen in der Gießerei von Vickers Sons & Maxim in Sheffield. Er hat zwei elektrisch betriebene Laufkatzen von 100 und 25 t Tragfähigkeit. Zum Kranfahren dient ein 50 pferdiger Gleichstrommotor, zum Katzenfahren ein Gleichstrommotor von 25 und ein Gleichstrommotor von 5 PS, zum Betrieb der Hubwerke ein Gleichstrommotor von 50 PS und ein Gleichstrommotor von 100 PS.

125-ton four-motor overhead electric traveller. (Engineer 29. Nov. 1901, S. 561/62.) Der von Vaughan & Son, Manchester, gebaute Laufkran hat 16,4 m Spannweite. Ein Motor dient zum Bewegen der Laufkatze, zwei zum Heben der Last und der vierte zum Antrieb des Kranes.

15-ton locomotive steel works crane. (Engng. 1. März 1901, S. 267.) Schaubild eines von der Bedford Engineering Co. gebauten fahrbaren Dampfdrehkrans mit zwei Hubgeschwindigkeiten. Bei der größten Last von 15 t beträgt die Hubgeschwindigkeit 0,18 m/sek, die Fahrgeschwindigkeit 2,2 m/sek und die Schwenkgeschwindigkeit 4 Umlaufminuten.

120-ton crane. (Engng. 10. Mai 1901, S. 604.) Der von W. Doxford & Sons in Sunderland für eigenen Betrieb gebaute Drehkran mit schwingender Strebe hat zwei Lastflaschenzüge, von denen einer am Ende der Strebe bei 30 m größter Ausladung und 240° Bestreichungswinkel 30 t hebt. Der zweite Flaschenzug ist in etwa $^3/_4$ der Strebenlänge angebracht und hebt bei 15 m Ausladung und 227° Bestreichungswinkel 120 t, bei 24 m Ausladung 70 t. Die Windetrommeln sind übereinander in der als Eisengerüst ausgebildeten drehbaren Säule angeordnet. Die obere ist in zwei Teile zerlegt, von denen einer zum Schwingen der Strebe dient. Jede Trommel wird von einer besonderen Dampfmaschine angetrieben, ebenso wie das Getriebe zum Drehen des Kranes. Die Säule wird durch zwei verankerte Schrägen gehalten.

80-ton floating crane. (Engng. 9. Aug. 1901, S. 182/83 mit 1 Taf.) Der Schwimmkran ist für den Hafen von Santos bestimmt und in Holland gebaut. Das Ponton ist 30,5 m lang, 10,7 m breit und 2,2 m tief. Die Ausladung des Scherenkrans beträgt 10,8 m. Angaben über das Windwerk.

20-ton travelling electric crane. (Engng. 15. Nov. 1901, S. 676.) Der Kran besteht aus einem vierrädrigen fahrbaren Bock, auf dem ein Drehkran mit lotrecht beweglichem Ausleger steht. Der Bestreichungshalbmesser des Auslegers kann zwischen 7,5 und 18 m eingestellt werden. Die zulässige Belastung beträgt 20 t bei 13 m und 15 t bei 15 m Ausladung. Der Kran hat einen 48 pferdigen Hubmotor und je einen 12 pferdigen Motor zum Drehen und Fahren.

Three-ton electric travelling crane, constructed by Messrs. Cowans, Sheldon & Co., Limited, Carlisle. (Engng. 27. Dez. 1901, S. 872.) Das in Eisenkonstruktion hergestellte Traggerüst d[illegible] auf vier Rädern,

die von einem gemeinschaftlichen Elektromotor angetrieben werden. Der Abstand vom Gleis bis zum Mittelpunkt der Rolle für das Kranseil beträgt rund 18 m, der Bestreichungshalbmesser 13,6 m, die Hubgeschwindigkeit 45 m/min, die Drehgeschwindigkeit am Haken 120 m/min und die Fahrgeschwindigkeit 12 m/min.

An electric locomotive and crane. (Eng. News 16. Mai 1901, S. 353.) Zweiachsiger Lokomotivkran mit zwei Gleichstrommotoren zum Fahren und zwei Gleichstrommotoren zum Heben einer Last von 5 t und zum Schwenken des Kranarms. Der Strom wird oberirdisch durch eine doppelarmige Kontaktstange zugeführt.

50-ton wrecking crane; Southern Ry. (Eng. News 5. Sept. 1901, S. 167.) Der Kran ist drehbar auf einem mit zwei Drehgestellen versehenen Plattformwagen angeordnet. Zum Antrieb des Windwerks dient eine liegende Zwillingsdampfmaschine von 229 mm Zylinder-Durchmesser und 305 mm Hub.

30-ton folding gantry crane for the Chesapeake & Ohio Ry. Wharves, Newport News, Va. (Eng. News 19. Sept. 1901, S. 208.) Elektrisch betriebener Portalkran mit einem aufklappbaren Ausleger von 15,5 m Länge.

The development of shipyard crane service. Von Jones. (Eng. News 28. Nov. 1901, S. 402/405.) Kritische Besprechung der verschiedenen Krankonstruktionen. Drehkrane mit wagerechtem und schrägem Ausleger. Portalkrane mit aufklappbarem Arm.

A 45-ton locomotive jib crane. (Eng Rec. 1. Juni 1901, S. 521.) Der große fahrbare Drehkran mit veränderlicher Ausladung wiegt 400 t, wobei allein 120 t auf ein gußeisernes Gegengewicht entfallen. Er ruht auf 16 Tragrädern und zwei Treibrädern und ist mit einer 35 pferdigen Zwillingsdampfmaschine ausgerüstet. Die Ausladung kann in 6 Minuten von 18 m auf 23 m gebracht werden, der Ausleger in 2 Minuten einmal vollständig herumgeschwenkt werden. Die Hubgeschwindigkeit beträgt 4 m/min bei 45 t oder 10 m/min bei 15 t, die Fahrgeschwindigkeit 21 m/min.

A large block. (Eng. Rec. 31. Aug. 1901, S. 200.) Zeichnungen einer großen Hebezeugflasche mit 5 Seilrohren.

Mise en place d'une bigue de 120 tonnes dans le port du Hâvre. Von Dantin. (Génie civ. 9. Nov. 1901, S. 17/21 mit 1 Taf.) Allgemeines über die Hebezeuge im Hafen von Hâvre. Darstellung des mittels Druckwassers betriebenen Scherenkrans. Konstruktion der Beine. Anordnung der Hub- und Senkvorrichtungen. Aufstellung des Krans.

Moderne Hafen- und Werftkrane schwerster Konstruktion. Von Mehlis. (Glaser 15. Aug. 1901, S. 69/75.) Derrick-Kran von 150 t auf der Werft von Blohm & Voß. Verschiedene Ausführungen von Scherenkranen. Schwimmkrane. Große Drehkrane.

Pont roulant électrique, construit par MM. Vaughan & Son. (Rev. ind. 23. Febr. 1901, S. 73/74.) Kurze Angaben über einen elektrischen Dreimotoren-Laufkran von 20 t Tragfähigkeit und 15 m Spannweite. Die Motoren sind 4 polige Hauptstrommotoren und werden durch Flüssigkeits-Umkehranlasser gesteuert. Die Fahrgeschwindigkeit des Krans beträgt 100 m/min, die der Katzen 60 m/min.

Die Weltausstellung in Paris 1900. Hebemaschinen von Kammerer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 5. Jan. 1901, S. 15/22 ff.) Eingehende Darstellung eines Laufkrans mit zwei Laufkatzen von je 10 t Tragfähigkeit und mit Drehstrombetrieb von Ganz & Co., Budapest. Allgemeine Betrachtungen über die Brauchbarkeit von Elektromotoren zum Kranbetrieb. Laufkrane für Verladebetrieb: Bockkran von 10 t

der Firma Gebr. Stock & Co. in Hengelo, Bockkran von 8 t der Firma Gustin Fils Aîné in Deville. Kaikran für $1^1/_4$ t Tragkraft bei 11,5 m Ausladung, gebaut von der Compagnie de Fives-Lille. Kaikran für 3 t Tragkraft und 9,27 m Ausladung, gebaut von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr und Federhaff. Drehkran für 1,5 t Tragkraft, 5,2 m Ausladung und 0,3 m/sek Hubgeschwindigkeit, ausgestellt von der Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich. Drehkrane für Verladebetrieb: Petroleumkran von de Mocomble für 2 t Tragkraft, 5 m größter Ausladung und 0,06 m/sek Hubgeschwindigkeit. Benzinkran von derselben Firma für 30 t Tragkraft, 14 m Ausladung und 0,01 m/sek Hubgeschwindigkeit. Akkumulatorenkran von de Mocomble für 25 t Tragkraft, 5.5 m Ausladung und 0,04 m/sek Hubgeschwindigkeit. Winden: Elektrisch betriebene Schiffswinde von der Lidgerwood Mfg. Co. in New York mit 25 pferdigem Straßenbahnmotor. Elektrisch betriebenes Spill von der Compagnie de Fives-Lille für 0,8 t Tragkraft bei 0,6 m/sek Geschwindigkeit zum Verholen von Eisenbahnwagen.

Elektrisch betriebene Hebezeuge, ausgeführt von der Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich. Von Üllner. (Z. Ver. deutsch. Ing. 2. März 1901, S. 289/97). Laufkran von 22 t Tragkraft und 13 m Spannweite mit vier Hauptstrommotoren: ein Hubmotor von 15 PS für 22 t und 2,5 m/min Hubgeschwindigkeit, ein Hubmotor von 15 PS für 2 t und 20 m/min, ein Katzenfahrmotor von 6 PS für 25 bis 30 m/min und ein Kranfahrmotor von 15 PS für 80 bis 90 m/min Fahrgeschwindigkeit. Laufkran von 4 t Tragkraft und 15 m Spannweite mit Einrichtung zum genau senkrechten Anheben der Last und einem Hubmotor von 22 PS, einem Katzenfahrmotor von 6 PS und einem Kranfahrmotor von 15 PS. Bockkran von 40 t Tragkraft und 8 m Hubhöhe mit 90 pferdigem Verbundmotor für die Hubbewegung, 7 PS Hauptstrommotor für Katzenfahrt und 22 PS Hauptstrommotor für Kranfahrt. Bockkran von 60 t Tragkraft mit drei Hauptstrommotoren.

Neuere elektrisch betriebene Hebezeuge, ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath. (Z. Ver. deutsch. Ing. 30. März 1901, S. 433/37 ff.) Fahrbarer Werkstättendrehkran für das Hüttenwerk Ostrowice. Der Kran hat 3 t Tragkraft, 5,5 m Ausladung und ist mit drei Drehstrommotoren der Union E.-G. ausgerüstet. Der Hubmotor leistet 35 PS, der Drehmotor 7,5 PS, der Fahrmotor 10 bis 15 PS. Einzelheiten der Stromzuführung. Hafenkran der Betriebsgesellschaft des Rheinauhafens für 2,5 t Tragkraft mit 11,5 m Ausladung. Der Kran ist mit zwei Drehstrommotoren der A. E.-G. ausgerüstet. Der Hubmotor leistet 25 PS, der Drehmotor 7,5 PS Drehkran von 100 t Tragkraft (120 t Probelast) auf der Werft des »Bremer Vulkan«. Die Höhe des Krans beträgt 27,5 m, die Ausladung 25,7 m. Der für die Howaldtswerke in Kiel gebaute Kran hat 47,15 m Höhe, 44,8 m Auslegerlänge und 150 t Tragkraft. Die Eisenkonstruktion rührt von der Gutehoffnungshütte, die elektrische Ausrüstung von der Union Elektrizitäts-Gesellschaft her.

Fahrbare Bockkrane mit elektrischem Antrieb. Von Müller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 18. Mai 1901, S. 691/94.) Bockkran von 25 t Tragkraft, 5,5 m Hubhöhe und 9 m Spurweite; Bockkran von 50 t Tragkraft, 4,5 m Hubhöhe und 4 m Spurweite. Beide mit elektrischem Antrieb

Kritik der neueren Senksperrbremsen für Krane. Von Ernst. (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Aug. 1901, S. 1081/87 ff.) Anforderungen zeitgemäßer Hebezeuge mit großen Geschwindigkeiten an die Bremsen. Kritik der Schleuderbremse. Darstellung einer einfachen Senksperrbremse, Erläuterung ihrer Wirkungsweise und der daraus sich ergebenden Konstruktionsbedingungen. Darstellung und Besprechung weiterer Konstruktionen. Senksperrbremse der Yale

ford, Conn. Senksperrbremsen der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. Sperrbremse mit Lamellenkuppelung, Sperrbremse mit Holzbacken, Sperrbremse mit Kuppelband. Senksperrbremse der Shaw Electric Crane Co. in Muskegon, Mich. und von E. A. Wahlström. Elektrische Senksperrbremsung der Elektrizitäts-A.-G. vormals Schuckert & Co.

Elektrisch betriebener Laufkran für eine Stahlwerk-Giefshalle. Von Kolben. (Z. Ver. deutsch. Ing. 26. Okt. 1901, S. 1513/19.) Der mit drei Drehstrommotoren von 500 V verketteter Spannung und 25 Per/sek ausgerüstete Kran hat 11 m Spannweite und 10 t Tragkraft. Die Hubgeschwindigkeit beträgt 25 bis 12,5 m/min, je nach Größe der Last, die Geschwindigkeit der Katzenfahrt 45 m/min, die der Kranfahrt 90 m/min. Konstruktion der Laufbühne, der Laufkatze, der elektrischen Umkehranlasser und der Motorsteuerung.

1902.

Special electric Hoist. (Am. Mach. 1. Febr. 1902, S. 82.) Schaubild einer sehr schmal gebauten, mit zwei Gleichstrommotoren für Heben und Fahren ausgerüsteten Laufkatze von 5 t Tragkraft für eine Schiffbauwerkstatt.

Magnetic brakes. Von Flanagan. (Am. Mach. 26. April 1902, S. 523/24.) Die wichtigsten Grundsätze für die Konstruktion der elektromagnetischen Senkbremsen für elektrische Laufkrane werden in leicht verständlicher Weise entwickelt.

Notes on crane design. Von Williams. (Am. Mach. 28. Juni 1902, S. 845/47.) Allgemeine Bemerkungen über den Entwurf von Kranträgern. Bestimmung der Spannungen und ungünstigsten Laststellungen. — (Am. Mach. 27. Sept. 1902, S. 1308/10.) Darstellung eines von den New York Car Wheel Works in Buffalo, N. Y., hergestellten Laufrades aus Hartguß. Vorteile von Stahlguß-Laufrädern für sehr große Lasten. Rillenweite. Tragkraft.

Counterbalances for locomotive cranes. Von Kirk. (Am. Mach. 4. Okt. 1902, S. 1329/30.) Unter Berücksichtigung der Spurweite, des größten Lastmomentes, des größten Momentes des Gegengewichtes, des Eigengewichtes und der Stellung des Schwerpunktes der Krankonstruktion wird eine einfache Regel zur Ermittlung der Größe des Gegengewichtes angegeben.

Anchors for crane chains. — Casting hoisting drums. Von Flanagan. (Am. Mach. 8. Nov. 1902, S. 1508/09.) Die Abhandlung enthält Vorschläge über die Befestigung von Ketten an Kettentrommeln mittels eines U-förmig gebogenen Rundeisenstückes, dessen freie Enden durch die Trommel hindurchgehen und durch Muttern gesichert sind. Außerdem gibt der Verfasser Regeln für die Anordnung der Kettentrommel auf der Welle an.

Notes on crane design. Von Williams. (Am. Mach. 13. Dez. 1902, S. 1710/11.) Allgemeine Angaben über die zweckmäßige Einrichtung von elektrisch betriebenen Hebezeugen, insbesondere Laufkranen, und Darstellung des Schaltungsschemas eines Laufkrans mit Hub- und Fahrmotor für 200 V Spannung.

Die Hebezeuge auf der Düsseldorfer Ausstellung. Von v. Hanffstengel. (Dingler 17. Mai 1902, S. 315/20.) Laufkrane für Werkstattbetrieb der Benrather Maschinenfabrik und der Düsseldorfer Kranbaugesellschaft Liebe-Harkort. — (Dingler 21. Juni 1902, S. 394/401.) Laufkran von Friedr. Krupp, Grusonwerk. Freistehender Säulendrehkran von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vormals Bechem & Keetman, Modell einer Hellinganlage und Modell eines Verladekrans derselben Firma. — (Dingler

28. Juni 1902, S. 416/19.) Schwere Werftkrane von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft. Derrik-Kran und Hammerkran für 150 t Tragkraft. Portalkran für 50 t, schwimmender Drehkran für 30 t Last. — (Dingler 5. Juli 1902, S. 432/35.) Laufkran für 30 t von Bechem & Keetman. — (Dingler 19. Juli 1902, S. 463/67.) Anlaßschalter und Motoren von Helios für den Laufkran der Duisburger Maschinenbau-A.-G. Laufkran für 30 t Last von Ludwig Stuckenholz. — (Dingler 26. Juli 1902, S. 479/83.) Werftdrehkran für 150 t Tragkraft und fahrbarer Portaldrehkran für 10 t Tragkraft von der Benrather Maschinenfabrik. — (Dingler 2. Aug. 1902, S. 490/98.) Feststehender Portalkran für 2 t Tragkraft von der Benrather Maschinenfabrik. Portaldrehkran für 4,5 t Tragkraft und elektrischer Lokomotivdrehkran für 2,5 t Tragkraft von der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen. — (Dingler 16. Aug. 1902, S. 521/28.) Beschickmaschinen für Siemens-Martin-Öfen von der Benrather Maschinenfabrik. Elektrisch betriebene Spills von der Benrather Maschinenfabrik. Elektrisch betriebene Verschiebewinde von der Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co. in Rheine i. W. Laufkrane der Benrather Maschinenfabrik. Laufkrane für 10 t Tragkraft von der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. J. Losenhausen. Laufkran für 10 t Tragkraft von der Rheiner Maschinenfabrik. — (Dingler 30. Aug. 1902, S. 553/57.) Fahrbarer Dampfdrehkran für 4000 kg Tragkraft und 12 m Ausladung von der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. J. Losenhausen. — (Dingler 13. Sept. 1902, S. 585/88.) Fahrbarer Dampfdrehkran für 3,5 t Tragkraft von der Duisburger Maschinenfabrik. — (Dingler 27. Sept. 1902, S. 621/24.) Hydraulischer Drehkran für 5000 kg Tragkraft, gebaut von dem Neußer Eisenwerk vorm. Daelen.

Die Belastung der Laufkranmotoren. Von Hahn. (Dingler 19. April 1902, S. 256/59.) Durchrechnung aller Bewegungszustände eines elektrisch betriebenen Laufkrans bei verschiedenen Anordnungen des Windwerkes und der Motoren. — Schluß. (Dingler 26. April 1902, S. 271/73.)

Bridge erecting crane. (Engineer 4. April 1902, S. 340.) Der Kran ruht auf 2 zweiachsigen Drehgestellen und trägt am hinteren Ende eine 35 pferdige Dampfmaschine mit stehendem Kessel. Am Vorderende befindet sich eine 7,5 m hohe Säule, an welcher die Flaschenzüge für den 12 m langen Ausleger angebracht sind.

Electrical wharf cranes. (Engineer 23. Mai 1902, S. 516.) Beschreibung von Ausleger-Bockkranen, gebaut von Wimshurst, Hollick & Co., London. Die Ausleger sind 7,6—9 m lang und haben 2—10 t.

Five-ton electric travelling gantry crane. (Engng. 7. Febr. 1902, S. 182/83.) Der von der Wellman-Seaver Engineerig Co. in Cleveland, Ohio, gebaute zweiseitige Auslegerkran ruht auf zwei Portalen; die Laufkatze bestreicht ein Feld von rund 60 m Breite. Hub- und Kranfahrmotor leisten je 100 PS, der Katzenfahrmotor 25 PS. Die Geschwindigkeiten bei voller Last betragen für das Heben 0,55 m/sek, für das Kranfahren 1,64 und für das Katzenfahren 1,6 bis 3.3 m/sek.

Hydraulic movable and warehouse cranes. (Engng. 4. April 1902, S. 438 mit 1 Taf.) Darstellung einiger Krane mit Druckwasserbetrieb, gebaut von C. & A. Musker Ltd., Liverpool.

Rapier's coaling crane. (Engng. 26. Sept. 1902, S. 412.) Der für die Kohlenlager der Wallsend & Hebburn Colliery Co. am Tyne gebaute Auslegerkran hat am Auslegerkopf einen drehbaren steifen Arm, mit dem die Last an die gewünschte Stelle gebracht wird. Die Kohlen werden in Kasten von je 5 t Fassung verladen, von denen der Kran 40 bis 45 in der Stunde fördert.

A 30-ton steel derrick car for bridge erection. (Eng. News 13. März 1902, S. 208/09.) Der von der Illinois Steel Co. gebaute Kran hat einen 12 m langen Ausleger zum Heben der Last. Zum Verschieben des Krans dient eine 30 pferdige Dampfmaschine.

Pont roulant électrique de soixante tonnes des Forges Nationales de la Chaussade. Von Dantin. (Génie civ. 16. Aug. 1902, S. 249/51 mit 1 Taf.) Der für 30 m Spurweite gebaute Laufkran hat 20 m/min Katzenfahrt-, 40 m/min Kranfahrtgeschwindigkeit und bei Belastung unter 30 t 1,5 m/min, bei Belastung über 30 t 1 m/min Hubgeschwindigkeit. Als Hubmotor dient ein 22 pferdiger Hauptstrommotor von 220 V und 350 Uml./min, für das Katzenfahren ein 10 pferdiger Nebenschlußmotor von 350 Uml./min und für das Kranfahren ein solcher von 20 PS und 400 Uml./min. Darstellung von Konstruktionseinzelheiten.

The Pawling & Harnischfeger double extension electric traveling crane. (Iron Age 2. Jan. 1902, S. 38/39) An dem eigentlichen Kranbalken sind in Hängekonsolen Rollen gelagert, auf denen ein zweiter Kranbalken läuft, welcher die Laufkatze mit der Hubvorrichtung trägt. Der zweite Kranbalken kann nach der Seite gefahren werden, so daß sein vorderes Ende in das nebenliegende Werkstättenschiff hineinragt.

Ein elektrisch betriebener Lokomotivgufskran. Von Machacek. (Österr. Z. Berg- und Hüttenw. 15. März 1902, S. 139/44 mit 2 Taf.) Der Kran besteht aus dem Pfannenwagen und dem Motorwagen. Dieser trägt den Führerstand und alle zur Bedienung des Krans erforderlichen Geräte und Schalter, den Fahrmotor, sowie eine 3 zylindrige Druckwasserpumpe mit Elektromotor; jener den Druckwasserzylinder zum Heben des Auslegers mit Pfanne, sowie die Elektromotoren zum Drehen des Auslegers, zum Verschieben der Pfanne auf dem Ausleger und zum Kippen der Pfanne.

Pont roulant électrique avec commande par plateaux de friction, système Lesage et Seulin. (Portef. écon. Mach. April 1902, S. 54/56.) Die Katze und der Lasthaken des Laufkrans werden von 3 Kettenzügen bewegt, deren Getriebe von einem gemeinschaftlichen Elektromotor durch Reibscheiben betätigt werden. Darstellung von Einzelheiten.

50 Tons elektrisch betriebener Portalkran auf der Werft von Blohm & Vofs in Hamburg, konstruiert und ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals Bechem & Keetman. Von Flamm. (Schiffbau 8. Juni 1902, S. 705/10 mit 1 Taf.) Der Kran hat bis 29,3 m veränderliche Ausladung. Zum Heben dienen zwei Hubwerke von 2,1 m Hubgeschwindigkeit bei 50 t Last. Zum Verändern der Ausladung und zum Drehen des Krans sind zwei weitere Elektromotoren vorgesehen. Einzelheiten der Triebwerke.

Elektrische Drehvorrichtung für Schmiedekrane. Von Willaredt. (Stahl u. Eisen 1. April 1902, S. 380/84.) Die von der Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich für die Cockerillschen Werke in Seraing gelieferte Vorrichtung wird an Stelle des Hakens an die Kette des Schmiedekrans gehängt. Das Schmiedestück liegt mit seinem hinteren Ende in einer Gallschen Kette ohne Ende, die über eine in der Vorrichtung gelagerte Kettenrolle geht. Diese wird von einem auf der Laufkatze angeordneten Kapselmotor aus angetrieben, unter Vermittlung zweier Kegelräderpaare und einer ausziehbaren Welle mit Universalgelenken.

Electric cranes. Von Dawson. (Tract. and Transm. Juli 1902, S. 145/53 mit 7 Taf., Aug. 1902, S. 227/40 mit 7 Taf., Sept. 1902, S. 47/56 mit 8 Taf. und Nov. 1902, S. 188/201 mit 1 Taf.) Vorteile des elektrischen Betriebes für Hebezeuge. Übersicht

über die Verwendung von elektrisch angetriebenen Hebezeugen in verschiedenen Industrien, insbesondere im Eisenbahnwesen. Stromerzeugung und -verteilung. Erläuterung der Grundzüge verschiedener Kranbauarten. Feststehende Drehkrane mit gleichbleibender und veränderlicher Ausladung. Krane der Benrather Maschinenfabrik. Doppellaufkran für Schiffswerften. Werft-Auslegerkrane und Gerüstkrane der Brown Hoisting Machinery Co. Portalkrane von Cowans & Sheldon und von Mohr & Federhaff. Eisenbahn-Drehkrane von Stothert & Pitt, von Winshurst, Hollick & Co. und von Jessop & Appleby. Gerüstkrane und Ladevorrichtungen für Kohle und Erze. Gleich- und Drehstrom-Kranmotoren der Union E.-G., von Lahmeyer & Co., der British Thomson-Houston Co., der Westinghouse Co. und von Siemens & Halske A.-G. — (Tract. and Transm. Dez. 1902, S. 264/78 mit 4 Taf.) Erwärmung der Motoren. Bremsen. Steuerschalter. Anordnung und Lagerung der Drehzapfen. Vergleich zwischen englischen und deutschen Kranbauarten. Leitungsmuffen, Stromführungsteile und Stromabnehmer für Gleich- und Drehstrom.

Über Kranbremsen. Von Rosenberg. (Z. f. Elektrot. Wien 20. Juli 1902, S. 353/57.) Mechanische Bremsen mit Hubmagneten. Mittel zur Verminderung der Stromaufnahme von Gleichstrommagneten nach vollendetem Hube. Erläuterung der Wirksamkeit und Konstruktion von Wirbelstrombremsen. Schaltung des Motors als Kurzschlußbremse.

Die Industrie- und Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1902. Die Hebezeuge. Von Ernst. (Z. Ver. deutsch. Ing. 24. Mai 1902, S. 748/51 ff.) Überblick über die Aufstellung der ausgestellten Hebezeuge und Kennzeichnung hinsichtlich ihrer Leistung, Bauart und Verwendungsgebiete. Darstellung der einzelnen Konstruktionen. Spills und Krane der Benrather Maschinenfabrik A.-G. Elektrisches Spill von 1500 kg Zugkraft; elektrischer Lokomotivkran für Normalspur von 5 t Tragkraft und 5 m Ausladung; feststehender Portalkran von 2 t Tragkraft, 12 m Ausladung und 18 m Rollenhöhe des Auslegerkopfes; fahrbarer Vollportalkran von 10 t Tragkraft, 15 m Ausladung, 16 m Rollenhöhe des Auslegerkopfes und 23 m Hub. Gleichstromsteuervorrichtungen der Elektrizitäts-A.-G. vorm. Lahmeyer & Co. für den Lokomotivkran und den 10 t-Portalkran der Benrather Maschinenfabrik. Die Motorlaufwinden derselben Firma. Die Benrather Drucklagerbremse für die Motorlaufwinden. Versuche mit einem Dreimotorenlaufkran von 5 t Tragkraft, ausgerüstet mit Motorlaufwinde. Dreimotoren-10 t-Laufkran mit Differdinger-Trägern. Dreimotoren-Laufkran von 10 t Tragkraft mit genieteten Blechträgern und seitlichem Fachwerk für die Laufstege. Viermotoren-Laufkran für 30 t Tragkraft und 21,34 m Spannweite mit einer Hilfswinde für 5 t. Modell eines 150 t Werftkrans von der Benrather Maschinenfabrik. Krane der Duisburger Maschinenbau A.-G., vorm. Bechem-Keetman: Dreimotoren-Laufkran von 30 t Tragkraft im Mittelschiff der großen Maschinenhalle; Säulendrehkran für 6 t Tragkraft; Werft-Drehkran für 150 t; Drehkrane mit Wippauslegern für veränderliche Ausladung; Hellinganlage für zwei Hellinge. Ergebnisse der Abnahme. Versuche an dem Pyramiden-Werftkran von 150 t der Germaniawerft. Laufkran von L. Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr für 25 t und für 6 t.

Neuere Krane mit elektrischem Antrieb, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem-Keetman in Duisburg. (Z. Ver. deutsch. Ing. 28. Juni 1902, S. 968/70.) Darstellung der Konstruktion eines Bockkrans von 5 t Tragfähigkeit und 43,3 m Spannweite. Die Geschwindigkeiten betragen für das Heben 26 m/min, für das Katzenfahren 120 m/min und für das Kranfahren 200 m/min.

Die Lastenförderung unter dem Einfluſs der Elektrotechnik. Von Kammerer. (Z. Ver. deutsch. Ing. 13. Sept. 1902, S. 1376/84 f.) Drehkrane als Vereinigung von Hub- und Fördermaschine. Schwerlastkran von T-Form. Drehkran mit Kippschnabel. Zweimotoren-Katze. Gießerei Laufkran. Amerikanischer Hellingkran. Entlastung des Hubseils. Katzen mit besonderem und mit gemeinsamem Antrieb für Hub- und Laufwerk.

1903.

Electric crane experiences. Von Williams. (Am. Mach. 8. Aug. 1903, S. 1048/50.) Betriebserfahrungen an elektrisch betriebenen Kranen, insbesondere die Ursachen von Zahn- oder Wellenbrüchen. Anleitungen zum schnellen Beheben von Betriebsstörungen.

Notes on crane design. — Load brakes. Von Williams. (Am. Mach. 5. Sept. 1903, S. 1177/79.) Darstellung einer Scheiben-, einer Holzbacken- und einer Schraubenfederbremse, die alle durch das Gewicht der Last festgezogen und beim Anziehen des Hubmotors gelöst werden. Angaben über den Vorgang beim Berechnen der Abmessungen der Bremsen.

150-ton crane hook with conical roller bearing. Von Peters. (Am. Mach. 14. Nov. 1903, S. 1516/17.) Der von Pawling & Harnischfeger in Milwaukee hergestellte Kranhaken liegt mit seinem oberen Bunde auf 27 Kegelrollen, die durch einen gemeinsamen Ring von außen zusammengehalten werden.

Mechanical crane brake. Von Dodge (Am. Mach. 14. Nov. 1903, S. 1518/19.) Lastbremse mit feststehendem Gehäuse und Lamellenbremse. Angaben für die Berechnung der Abmessungen.

Die Verwendung von Druckluft bei elektrisch betriebenen Hebezeugen. Von Jordan. (Dingler 19. Sept. 1903, S. 593/96.) Allgemeines über die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Antriebes für Hebezeuge. Elektrische Bremsung; Energieverbrauch; Stöße; Verhalten des Gleich- und des Drehstrommotors beim schnellen Bremsen. — (Dingler 26 Sept. 1903, S. 611/16.) Aufspeicherung der im Motor frei werdenden Energie. Druckluftbremsung. Konstruktion und Anordnung des Kompressors von Siemens & Halske. Rechnungsbeispiel. Verwendung von Druckluft zum Ein und Ausschalten von Vorgelegen.

Lifting electromagnets. Von Willey. (El. World 13. Juni 1903, S. 1009.) Bericht über die Verwendung von Hubmagneten in den Werken der Illinois Steel Co. in South Chicago, der Ohio Steel Co. in Cleveland und in verschiedenen Eisenbahnwerkstätten.

Two-ton jib crane. (Engineer 29. Mai 1903, S. 543.) Der von S. Wilson & Co. in Dublin gebaute Drehkran mit Wippausleger ist auf einem verschiebbaren Portal angeordnet. Zum Antrieb dient eine stehende, zweizylindrige Zwillingsmaschine mit stehendem Kessel.

Cranes on Dover piers. (Engineer 17. Juli 1903, S. 61/62.) Kurze Beschreibung zweier elektrisch betriebener Laufkrane von 4 t Tragkraft und 17 m Ausladung.

Electrically driven gantry crane. (Engineer 14. Aug. 1903, S. 161.) Der von C. & A. Musker, Liverpool, gebaute Portalkran hat 38 m Spannweite und bestreicht einen Lagerplatz von rund 180 m Länge. Die Tragkraft des Krans beträgt 5 t. Zeichnungen des Gerüstes und der Anordnung der Motoren.

20 ton steam jib crane. (Engineer 2. Okt. 1903, S. 333 mit 1 Taf.) Der von H. Wilson & Co. in Liverpool gebaute fahrbare Drehkran mit senkrecht beweglichem Ausleger kann 20 t bei 21,4 m Ausladung heben. Die Maschinen zum Heben

und Senken, Schwenken, Bewegen des Auslegers und zum Fahren haben 305 mm Zyl. Dmr. und 305 mm Kolbenhub.

Twenty-ton break down crane. (Engineer 20. Nov. 1903, S. 507.) Der von Cowans, Sheldon & Co. gebaute Auslegerkran ist zur Verwendung bei Eisenbahnunfällen usw. bestimmt. Das Krangerüst ruht auf 2 zweiachsigen Drehgestellen. Zum Antrieb des Hubwerks und zum Drehen und Senken des Kranarms dient eine Zwillingsdampfmaschine.

50 - ton hydro-electric overhead crane. (Engineer 25. Dez. 1903, S. 623.) Konstruktionszeichnung eines von G. J. Churchward in Swindon gebauten Laufkrans von 14 m Spannweite.

Electric »Goliath« crane. (Engng. 6. Febr. 1903, S. 176.) Der fahrbare Bockkran von Royce Limited in Manchester hat 24,4 m Spannweite und 4 t Tragkraft. Die Kranfahrgeschwindigkeit beträgt unter voller Last 0,5 m/sek.

Electric capstan. (Engng. 10. April 1903, S. 480.) Die von Ernest Scott & Moutain, Limited, in Newcastle-on-Tyne gebaute Hafenwinde wird von einem 30 pferdigen Hauptstrommotor durch ein Schneckengetriebe mit 0,15 m/sek. normaler Seilgeschwindigkeit angetrieben und kann von Hand bedient werden.

Economical speeds of cranes. Von Head. (Engng. 19. Juni 1903, S. 834.) Erörterungen über die wirtschaftlichen Geschwindigkeiten bei feststehenden Dreh- und Auslegerkranen und bei fahrbaren Kranen.

The equipment of docks. Von Head. (Engng. 3. Juli 1903, S. 28.) Bericht über zeitgemäße Ausrüstung von Häfen, Speichern und Werften mit elektrisch und durch Druckwasser betriebenen Hebezeugen.

Fore River Ship & Engine Works, Quincy, Mass. (Engng. 11. Sept. 1903, S. 347/48 mit 1 Taf.) Die Werft besitzt eine überdachte 146 m lange, 99 m breite Helling für zwei große und zwei kleinere Schiffe. Das auf zwei Reihen von Gerüstsäulen ruhende Dach dient zur Aufnahme der Fahrbahnen von acht 5 t-Laufkranen. Zum Ausbau der vom Stapel gelaufenen Schiffe dient ein auf acht Achsen fahrbarer Bockkran mit senkrecht drehbarem, 28 m langem Ausleger, der zur Wagerechten gesenkt eine Verlängerung der Laufkatzenbahn des Bockkrans bildet und außerdem an seinem Ende einen Lasthaken für 10 t trägt. Einzelheiten der Krane.

Electric derrick cranes for caisson-sinking. (Engng. 18. Sept. 1903, S. 385/86.) Die von Jessop & Appleby Brothers gebauten 5 t-Krane werden zu dreien für einen Senkkasten verwendet. Die Ausleger bestreichen Entfernungen von 3,66 bis 9,15 m. Zum Heben der Last und zum Bewegen des Auslegers dient ein 27 pferdiger Motor, der von einem Steuerschalter auf dem Führerstand und gleichzeitig von einem im Senkkasten aufgestellten Steuerschalter aus bedient wird.

Electric travelling crane with transfer carriage. (Eng. News 7. Mai 1903, S. 407.) Der von Pawling & Harnischfeger in Milwaukee, Wisc., gebaute Kran ist mit einer Laufkatze versehen, die auch auf Trägern, die eine Verlängerung der Laufkatzenschienen bilden, verschoben werden kann. Die Tragfähigkeit des Krans beträgt 3 t.

A gantry crane with double cantilever bridge. (Eng. News 26. Nov. 1903, S. 508/09.) Der von der Whiting Foundry Equipment Co. in Harvey, Ill., gebaute Kran hat zwei 18 m voneinander entfernte Gerüste, auf denen der 49 m lange Träger für die Laufkatze ruht. Die Tragfähigkeit des Krans beträgt 50 t.

The crane at the Detroit pumping station. (Eng. Rec. 20. Juni 1903, S. 672.) Der von der Northern Engineering Works in Detroit gebaute, in dem Maschinenhause

des Wasserwerks »The Detroit water works« aufgestellte Laufkran hat 13,72 m Spannweite, 13,41 m Hubhöhe und ist für eine Nutzlast von 25 t geprüft.

Pneumatic and electric revolving cranes. (Eng. Rec. 27. Juni 1903, S. 702.) Die fahrbaren Drehkrane sind von der Garry Iron & Steel Co. in Cleveland, Ohio, für verschiedene Lasten und Auslegerlängen gebaut. Der Ausleger des Druckluftkrans wird von Hand gedreht und gesenkt, während der Lasthaken durch einen Druckluftzylinder und Flaschenzug bewegt wird. Der elektrische Kran ist für stärkere Lasten bestimmt und wird mittels Motors gefahren und gedreht, während auf dem wagerechten Ausleger zum Bewegen der Last eine Laufkatze angeordnet ist.

One-hundred-ton steel floating crane. Von Shultz. (Eng. Rec. 19. Dez. 1903, S. 767/68.) Der von der Brown Hoisting Machinery Company in Cleveland, O., gebaute Schwimmkran der Regierungswerft in New York wird von einem aus Stahlblech genieteten Schwimmkörper von 30,5 m Länge, 16 m Breite und 3,35 m Tiefe getragen und von einer liegenden Zweizylindermaschine betrieben, der von zwei Lokomotivkesseln Dampf von 7 at Überdruck zugeführt wird. Konstruktionseinzelheiten des Kranhakens und der losen Flasche.

Overhead tramrail systems in shops and foundries. Von Mover. (Iron Age 22. Jan. 1903, S. 12/16.) Ausführlicher Bericht über die Vorteile, die durch die Verwendung von Hebezeugen auf Hängebahnen erzielt werden. Darstellung der Werkstätten und der Gießerei einer Fabrik in Philadelphia und einer Gießerei in Bridgeport.

An electric travelling crane in railroad yards. (Iron Age 19. Nov. 1903, S. 1/2.) Der auf dem Frachtenbahnhof in Buffalo aufgestellte Verladekran ist für 40 t Höchstlast bestimmt und auf einer von einem Bockgerüste getragenen Fahrbahn verschiebbar. Zum Antrieb des großen Lasthakens, der mit 2,7 und 5,4 m/min Geschwindigkeit bewegt wird, dient ein Gleichstrommotor von 30 PS. und 220 V. Spannung. Die Laufkatze, die noch mit einem zweiten Haken für 5 t Höchstlast ausgerüstet ist, wird mittels eines Motors von $7^1/_2$ PS. bewegt, während für die Verschiebung des Kranträgers selbst ein weiterer 30pferdiger Motor angeordnet ist.

Mode de transport et de distribution de force pour la commande des grues de port. Von Lambert und François. (Rev. Méc. Sept. 1903, S. 225/53.) Vergleich zwischen hydraulisch und elektrisch betriebenen Krananlagen hinsichtlich der Betriebssicherheit, des Kraftverbrauches, der Erhaltungs- und der Anlagekosten. Verbreitung der elektrisch betriebenen Krane für Hafenanlagen.

Neuere Ausführungen von Hebezeugen für Hüttenwerke. Mitgeteilt von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Bechem & Keetman in Duisburg (Rhein). (Stahl und Eisen 1. Okt. 1903, S. 1065/72 und 15. Okt., S. 1121/25.) Gießlaufkran mit zwei Katzen für 80 und 10 t Tragfähigkeit. Blockzangenkran von 4 t, Tiefofenkran von 5 t Tragkraft. Elektrisch und durch Druckluft betriebener Einsetz- und Ausziehkran. Elektrisch betriebene Einsetzmaschine Einsetzlaufkran. Blocktransportwagen. Freistehender Säulendrehkran von 3 t Tragkraft. Fahrbarer Blockkran von 5 t Tragkraft und 43,3 m Spannweite. Laufkran von 5 t Tragkraft und 31,2 m Spannweite. Einrichtung für selbsttätige Aufnahme und Abwurf des Verladegutes. Erzstapelkran von 10 t Tragkraft. Verladekran von 5 t Tragkraft.

Electric cranes. Von Dawson. (Tract. and Transm. Febr. 1903, S. 115/22 mit 4 Taf.) Werftkrane der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman. Spills von Siemens Brothers, von der Benrather Maschinenfabrik, von Schuckert & Co., Jessop & Appleby Brothers, von der American Ship Windlaß Co., von Lahmeyer & Co., Wimshurst, Hollick & Co., der Northumberland Shipbuilding Co. und der British

Thomson-Houston Co. — (Tract. and Transm. April 1903, S. 260/67 mit 7 Taf.) 150 t-Drehkran der Benrather Maschinenfabrik für Bremerhafen. 140 t-Drehkran mit verstellbarem Ausleger der Duisburger Maschinenbau-A.-G. für Newport News. Lokomotivkran der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft. Portalkrane der Ver. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, der A. E. G. und von Stothert & Pit. Schiebebühnen von Ransomes & Rapier und der Ver. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. — (Tract. and Transm. Mai 1903, S. 8/18.) Einrichtung der Kraftwerke. Wirkungsgrad der elektrisch betriebenen Krane. — (Tract. and. Transm. Oktob. 1903, S. 121/39 mit 5 Taf.) Laufkrane von Vaughan & Son in Manchester, Adamson & Co. in Hyde, Pawling & Harnischfeger in Milwaukee, Ransomes & Rapier in Ipswich, der Benrather Maschinenfabrik und der Duisburger Maschinenbau-A.-G. Motoren, Steuerschalter, Stromzuleitungen, Bremsmagnete usw. von Schuckert, Lahmeyer, der Union, Siemens Brothers, der British Thomson-Houston Co., Siemens & Halske und der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.

Über elektrische Hafenkrane. Von Rothmüller. (Z. österr. Ing.- und Arch.-Ver. 17. Juli 1903, S. 389/95.) Allgemeines über die Nachteile der Druckwasserkrane. Elektrischer Halbportalkran von Mohr & Federhaff in Mannheim. Portalkrane und Halbportalkrane mit elektrischer Ausrüstung von Siemens & Halske A.-G. Kohlenkipper im Hafen von Emden.

Die Industrie- und Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1902. Die Hebezeuge von Ernst. (Anfang s. unter 1902.) (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Jan. 1903, S. 17/24 ff.) Viermotoren-Laufkran für 21,34 m Spannweite und 30 t Tragkraft mit einer Hilfswinde für 7,5 t von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. Ruhr und der Elektrizitätsgesellschaft Helios. Dreimotorenlaufkrane für 25 t und 17,4 m Spannweite und für 10 t und 15 m Spannweite von Ludwig Stuckenholz und der E. A. G. vorm. Schuckert & Co. Dreimotorenlaufkrane für 25 t und 22,8 m Spannweite von Friedr. Krupp, Grusonwerk und Siemens & Halske A.-G. Dreimotorenlaufkran für 10 t und 12,96 m Spannweite und elektrisch betriebene Rangierwinde von Windhoff & Co. in Rheine und der E. A. G. vorm. Lahmeyer & Co. Dreimotorenlaufkrane für 10 t und 15 t bei 12,96 Spannweite von der Düsseldorfer Kranbaugesellschaft Liebe-Harkort und Lahmeyer & Co. Montierkran für 30 t von Liebe-Harkort mit Handbetrieb. Elektrische und Dampfkrane der Düsseldorfer Maschinenbau A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf-Grafenberg. Fahrbarer Dampfdrehkran von 3500 kg Tragkraft von J. Jäger, Duisburg. Hydraulischer Kran für Hüttenbetrieb von Daelen. Winden und Krane für Hochbauten, ausgeführt von der Maschinenfabrik Rhein und Lahn, Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein. Schraubwinden und Lokomotiv-Hebeböcke.

Elektrisch betriebener Portalkran von 4000 kg Tragkraft. Von Roll. (Z. Ver. deutsch. Ing. 20. Juni 1903, S. 896/99.) Der von der Düsseldorfer Kranbaugesellschaft Liebe-Harkort gebaute Kran hat 10,23 m Ausladung und 15 m Hubhöhe. Die aus einem Hubmotor von 28 PS und aus einem Fahrmotor von 12 PS bestehende elektrische Ausrüstung ist von der Union Elektrizitätsgesellschaft, Berlin, gebaut.

Neuerungen an elektrisch betriebenen Schmiedekranen. Von Becker. (Z. Ver. deutsch. Ing. 5. Sept. 1903, S. 1290/98.) Kettentriebwerk mittels endloser Kette. Kettenführung eines Schmiedekrans. Laufkatze eines elektrisch betriebenen Niet-Laufkrans. 25 t-Laufkran der Poldi-Hütte, gebaut von E. Becker in Berlin-Reinickendorf. Konstruktionseinzelheiten der beiden Laufkatzen.

Neuere Krane, gebaut von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. Ruhr. Von Müller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 28. Nov. 1903, S. 1736/40.) Fahrbarer Drehkran für 3 t Last bei 4 m Ausladung mit Antrieb durch Akkumulatoren, zwei 13pferdige Fahr-

motoren, einen 13 pferdigen Hub- und einen 3,6 pferdigen Drehmotor für die Kaiserliche Werft in Kiel. Portaldrehkran für 40 t und 23,4 Spannweite mit elektrischem Antrieb geliefert für die Gußstahlfabrik Bochum. Portallaufkran für 25 t und 20 m Spannweite für den Vulcan in Stettin.

1904.

Application of the Weston washer brake. Von Williams. Am. Mach. 16. Jan. 1904, S. 1822/23.) Darstellung zweier Ausführungen der in Zeitschriftenschau vom 28. Nov. 1903 erwähnten Bremskuppelung.

Notes on crane design. — Combined hoisting and turning gear. Von Williams. (Am. Mach. 19. März 1904, S. 293/94.) Darstellung von Ketten-Wendegetrieben für Schmiedekrane. — (Am. Mach. 26. Nov. 1904, S. 1504/05.) Abhandlung über die Konstruktion von Krangerüsten.

Notes on cranes. Von Williams. (Am. Mach. 26. Nov. 1904, S. 1504/05.) Abhandlung über die Konstruktion von Krangerüsten.

Elektrischer Turmkran zur Ausführung von Hochbauten. (Deutsche Bauzeitung 17. Febr. 1904, S. 81/82.) Der von der Gesellschaft für elektrische Industrie in Karlsruhe gebaute Drehkran ist 24,75 m über Schienenoberkante hoch und hat 6 m Ausladung. Die Tragfähigkeit beträgt 10 t.

Der neue Portaldrehkran für den Ostkai des Freibezirkes des Stettiner Hafens. Von Rupprecht. (Dingler 2. Jan. 1904, S. 8/11.) Der von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. Ruhr gebaute elektrisch betriebene Kran hat 10 t Tragfähigkeit bei 11,5 m Ausladung. Konstruktionseinzelheiten und statische Berechnung des Krans.

Sonderbauarten der Hebezeuge für den Eisenbahnbetrieb. Von Martens. (Dingler 30. Juli 1904, S. 485/89.) Krane zum Heben von Lokomotiven.

Allgemeine Betrachtungen über Krane und einige dazugehörige Konstruktionen. (Dingler 19 Nov. 1904, S. 742/44, 26. Nov., 757/60, 3. Dez., S. 775/79, 10. Dez., S. 792/94.) Anwendungsgebiete der verschiedenen Kranbauarten; Hauptbedingungen für Kranbetrieb. Getriebe und Zubehör.

Electric vs. hydraulic cranes for riveter towers. Von Kleinhans. (El. World 2. Juli 1904, S. 11.) Vor- und Nachteile der beiden Betriebsarten für Kesselschmieden. Der Vergleich fällt sehr zugunsten des elektrischen Betriebes aus.

Travelling inverted pillar crane. (Engineer 15. Jan. 1904, S. 59/60.) Der von Matthews in Liverpool gebaute elektrisch betriebene Gießereikran besteht aus einem oberen Laufkran, an dem unten ein Auslegerdrehkran angehängt ist. Die Tragfähigkeit beträgt 3 t.

An Americain 100-ton breakdown crane. (Engineer 10. Juni 1904, S. 594.) Der für die Denver and Rio Grande Railroad gebaute fahrbare Dampfdrehkran ist mit einer Stützkonstruktion versehen und kann 100 t bei 5,5 m und 50 t bei 7,6 m Ausladung mit einem dreifachen Flaschenzug sowie 40 t bei 9 m Ausladung mit einem doppelten Flaschenzug heben. Ohne Verwendung der Stützkonstruktion und mit einfachem Hakenseil leistet der Kran 20 t bei 5,2 m und 15 t bei 6 m Ausladung.

Hydraulic crane at the tower wharf of the General Steam Navigation Company, constructed by Messrs. Fielding & Platt, Limited, Engineers, Gloucester. (Engng. 12 Febr. 1904, S. 224/26) Der Kran, von dem sieben Stück für den Hafen der General Steam Navigation Co. geliefert sind, hebt 1500 kg auf 23 m Höhe be-20 m Ausladung. Darstellung der Druckwasseranlage.

Travelling ship yard crane at Vulcan Works, Bredow, Stettin, constructed by Mr. Ludwig Stuckenholz, Engineer, Weetter-on-the-Ruhr, Westphalia. (Engng. 20. Mai 1904, S. 712 mit 1 Taf.) Zeichnerische Darstellung der Konstruktionseinzelheiten des in Z. 1903 S. 1739 beschriebenen Krans.

50-ton electric crane. (Engng. 12. Aug. 1904, S. 210/11.) Der von Stothert & Pitt in Bath gebaute fahrbare Drehkran mit senkrecht beweglichem Ausleger hebt bis zu 50 t bei 26,5 m Bestreichungshalbmesser. Der Kran ist mit zwei 50 pferdigen Hubmotoren, einem 80 pferdigen Schwingmotor, einem 25 pferdigen Drehmotor und einem 50 pferdigen Fahrmotor ausgerüstet.

Electric travelling-cranes at the St. Louis Exhibition. (Engng. 25. Nov. 1904, S. 713/14.) Kurze Angaben über einige von Pawling & Harnischfeger in Milwaukee, Wis., gebaute Laufkrane.

60 ton-electric travelling-crane. (Engng. 23. Dez. 1904, S. 857/58.) Der von der Shaw Electric Crane Co. in St. Louis ausgestellte Laufkran hat 24,4 m Spannweite und 13,7 m Hubhöhe. Angaben über die Motoren und andere Konstruktionsteile.

Hydraulic cranes and wharf machinery. Von Baxter. (Eng. Magaz. Mai 1904, S. 187/200.) Verschiedene Bauarten von hydraulischen Portalkranen mit drehbarem Ausleger. 100 t-Drehkran in Liverpool. Hydraulische Hilfsmaschinen für Schiffszwecke. Hydraulischer Greiferbagger.

The 40-ton guy derricks at the new Wanamaker Store, Philadelphia, Pa. (Eng. News 15. Sept. 1904, S. 228.) Konstruktionseinzelheiten der Spurlager für 23 m hohe Baukrane.

A derrick with ball and socket footblock bearing (Eng. News 22. Sept. 1904, S. 252/53.) Darstellung der Konstruktionseinzelheiten eines leichten Mastenkrans für Handbetrieb zur Verwendung bei Hochbauten usw.

A new line of electric travelling cranes. (Iron Age 7. Jan. 1904, S. 40/44.) Der von der Care Manufacturing Co. in Columbus, Ohio, gebaute Laufkran ist zum Befördern von 3 t schweren Stahlblöcken von und zu den Anwärmöfen bestimmt und zeichnet sich durch seine geringe Bauhöhe aus. Um die Stahlblöcke mit der Greifzange in jeder Stellung erfassen zu können, ist das ganze, durch einen besonderen Motor angetriebene Hubwerk auf dem Grundrahmen der Laufkatze um eine senkrechte Achse drehbar. Für Katzenverschiebung, Drehbewegung und Auslösung der Greifzange ist je ein Motor vorhanden.

The Shaw electric crane at the World's Fair. (Iron Age 1. Dez. 1904, S. 1/3.) Einzelheiten des Laufkranes der Shaw Electric Crane Co. in Muskegon, Mich., der mit einer Laufkatze von 55 t und einer Hilfswinde von 4,5 t Tragfähigkeit ausgerüstet ist.

Elektrisch betriebener Speziallaufkran. Von Dondelinger. (Stahl u. Eisen 1. Jan. 1904, S. 16/22.) Der Kran für 15 m Spannweite und 35 t Last hat den Roheisenmischer, drei Birnen und die Blockformen des Thomaswerkes in Neuves Maisons zu bedienen.

Middlesborough dock electric and hydraulic power plant. Von Raven. (Trans. Am. Soc. Mech. Eng. 1904. S. 943/81.) Abdruck des in Zeitschriftenschau vom 9. Juli 1904 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Stromverbrauch elektrischer Werkstattkrane. (Z. Dampfk. Maschbtr. 3. Febr. 1904, S. 51/52.) Schaulinien über Versuche an einem Kran von 20 t Tragkraft, der von einem 14 PS-Motor angetrieben wir[illegible] den Siemens-Schuckert-Werken ausgeführt.

Neue Ausführungen elektrischer Krane. Von Kann. (Z. f. Elektrot. Wien 20. März 1904, S. 169/73.) Senkbremsschaltung der Union E.-G. für Hauptstrommotoren und Hauptstrom-Bremsmagneten und Darstellung zweier mit dieser Schaltung ausgerüsteter Laufkrane für 6 t und 10 t Last. Lokomotivdrehkran für 5 t Last und 60 t Zugkraft. — (Z. f. Elektrot. Wien 27. März 1904, S. 185/90.) Fahrbare Verladekrane. Drehkran für 100 t Last und 20 m Ausladung.

Fahrbarer Dampfkran von 3000 kg Tragkraft, gebaut von der Dampfkessel- und Gasometerfabrik A.-G. vormals A. Wilke & Co. in Braunschweig. Von Pickersgill. (Z. Ver. deutsch. Ing. 20. Febr. 1904, S. 268/71.) Der Kran hat eine drehbare Bühne, auf welcher Dampfkessel, Dampfmaschine und Windwerk und ein 14,2 m hoher Ausleger mit stellbarer Ausladung von 5 bis 12 m befestigt ist.

Neuere Krane, gebaut von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. Ruhr. Von Müller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Mai 1904, S. 667/70.) Portal-Laufkran für 15 t Tragkraft bei 26 m Spannweite und Hochbahnkran für 3 t Tragkraft bei 13,5 m größter Ausladung.

Schwimmkran von 100 t Tragfähigkeit und 150 t Probelast, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman für die Kaiserliche Werft in Danzig. (Z. Ver. deutsch. Ing. 2. Juli 1904, S. 987/92.) Vergleich zwischen Scheren- und Schwimmkranen älterer und neuerer Form. Eingehende Darstellung der Konstruktion und des Bauvorganges.

Die hydraulische Krananlage auf dem Dampfer „Barbarossa" des Norddeutschen Lloyds. Von Gentsch. (Z. Ver. deutsch. Ing. 12. Nov. 1904 S. 1729/31.) Der Dampfer hat zehn Druckwasserkrane von je 1500 kg und zwei von 3000 kg Tragfähigkeit. Zur Druckwassererzeugung dienen zwei im Maschinenraum aufgestellte Zwillingspumpen.

1905.

Notes on cranes. — A screw hoist. Von Williams. (Am. Mach. 21. Jan. 1905, S. 14.) Abmessungen des Gewindes und Darstellung der Spindellagerung für eine Schraubenwinde von 60 t Tragkraft. Verwendung von Schraubenwinden.

The graphical analysis of a simple jib crane. Von Westcott. (Am. Mach. 8. April 1905, S. 396/97.) Kräfteplan eines Drehkrans von 9 t Tragkraft und 6 m größter Ausladung

Calculation of loads on the rollers of a large locomotive crane. Von Westcott. (Am. Mach. 9. Sept. 1905, S. 267/68.) Die Rechnung ist für einen Kran von 40 t Tragkraft und für 6 m Rollbahndurchmesser durchgeführt.

Die elektrisch betriebenen Krane im Köln-Deutzer Hafen. Von Perlewitz. (Elektrot. Z. 10. Aug. 1905, S. 743/47. Zurzeit sind zwei Vollportalkrane von je 4 t Tragkraft und 12 m Ausladung aufgestellt. Eingehende Beschreibung der elektrischen Einrichtung.

100-ton ladle crane. (Engineer 10. Febr. 1905, S. 132/34.) Elektrisch betriebener Gießerei-Laufkran von 14 m Spannweite, gebaut von Th. Broadbent & Sons in Huddersfield.

Seventy-ton electric travelling crane. (Engineer 10. März 1905, S. 246.) Der von Stothert & Pitt in Bath für den Hafen in Durban, Natal, gebaute Kran ha[illegible] 40 m Spannweite. Einzelheiten der Antriebvorrichtungen.

Electric power in steel works. (Engineer 28. April 1905, S. 4[illegible] stellung einiger elektrisch betriebener Hebezeuge für Stahlwerkbetrieb[illegible]

10-ton electric travelling jib-crane. (Engng. 30. Juni 1905, S. 833.) Der von J. J. Gilain in Lüttich ausgestellte fahrbare Drehkran für 1800 mm Spurweite hat 4,8 m Ausladung für eine höchste Hakenstellung von 7 m über Schienenoberkante. Die Hubgeschwindigkeit beträgt bis zu 9 m/min, die Fahrgeschwindigkeit 30 m/min.

Details of electric travelling cranes. Constructed by Messrs. Joseph Adamson & Co., Engineers, Hyde, Cheshire. (Engng. 1. Sept. 1905, S. 293 mit 1 Taf.) Die beiden für die Wallsend Slipway and Engineering Co. zum Bau eines der neuen großen Cunard-Dampfer hergestellten Laufkrane haben 23 m Spannweite und 65 t Tragfähigkeit. Führerstand und Fahrschalter sind an der Laufkatze angeordnet. Zwei weitere Krane gleicher Bauart sind für 70 und 100 t Tragfähigkeit bestimmt.

Shipyard cranes and their functions in marine construction. Von Shultz (Eng. Magaz. April 1905, S. 59/80.) Abbildungen von Ausleger-, Dreh- und Mastenkranen für Schiffswerften in Amerika. Einfluß der großen Hebezeuge auf den Schiffbau.

A novel electric travelling crane. (Eng. Rec. 26. Aug. 1905, S. 248/49.) Der von der Dodge Coal Storage Co. gebaute Drehkran hat rund 9 t Tragkraft bei 4,5 m oder 2,1 t bei 10,5 m Ausladung. Er erhält den Betriebsstrom von einer Reihe längs des Gleises aufgestellter niedriger Masten, an deren beiden Kontakten je eine Leitschiene des Wagens schleift.

Pont roulant électrique de 30 tonnes, installé dans la grande halle des machines à l'Exposition de Liége. (Génie civ. 2. Sept. 1905, S. 296/97 mit 1 Taf.) Der von Ludwig Stuckenholz gebaute Kran hat 24,15 m Spannweite. Die Hubgeschwindigkeit beträgt 4,35 bis 25 m/min, die Fahrgeschwindigkeit 50 m/min.

Moderne Gießereikrane. Von Müller. (Gießerei-Z. 15. April 1905, S. 260/69.) Gießerei-Laufkrane und -Drehkrane, gebaut von L. Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr.

A new design for a hand-travelling shop-crane. Von Tyrrell. (Iron Age 19. Jan. 1905, S. 235.) Der Laufkran von etwa 17 m Spannweite kennzeichnet sich durch eine eigenartige Anordnung der Versteifungskonstruktion oberhalb der Katzenfahrbahn.

Electric cranes. Von Hill. (Proc. Inst. Civ. Eng. 1905, Bd. 2, S. 368/85 mit 1 Taf.) Besprechung der zweckmäßigsten Ausbildung der einzelnen Getriebe von elektrischen Kranen.

Neuere Helling-Krane. (Schiffbau 27. Sept. 1905, S. 1017/20.) Darstellung eines elektrisch betriebenen Drehkranes von 6,5 t größter Tragkraft und eines gleichfalls elektrisch betriebenen Laufkranes von 8 t Tragkraft, gebaut von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.

Über die Dimensionierung hydraulischer Zylinder und Steuerschieber. Von Böttcher. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Juni 1905, S. 281/01.) Ergebnisse von Indizierversuchen an Druckwasserkranen und Schlußfolgerungen in bezug auf Druckwasser-Arbeitszylinder im allgemeinen, unter Berücksichtigung älterer Arbeiten von Lang, s. Z. 1893, S. 1281 u. f. Einfluß des mechanischen Wirkungsgrades und der Durchströmwiderstände der Steuerschieber und Steuerventile.

Lösch- und Ladevorrichtungen für Häfen. Von Rupprecht. (Z. Dampfk. Maschbtr. 19. April 1905, S. 155/59, 7. Juni 1905, S. 222/26.) Portalkrane von Mohr & Federhaff, der Haarlemsche Maschinenfabriek und von Benrath. Fahrbarer Drehscheibenkran der American Hoist and Derric Co. Schwimmkrane.

Grundbedingungen für den Bau von elektrisch betriebenen Laufkranen. Von Herzog. (Z. f. Ele[illegible] S. 305/13.) Erläuterung einiger Konstruktionsgrundsätze und [illegible]en von Laufkranen und Laufkatzen.

Elektrisch betriebener Laufkran grofser Dimensionen und hoher Geschwindigkeiten. Von Egger. (Z. f. Elektrot. Wien 10. Sept. 1905 535/37 mit 1 Taf.) Der von J. v. Petravic & Co. in Wien für das Arsenal in Pola gebaute Kran für 10 t Last hat 20 m Hubhöhe bei 24 m Spannweite und ist mit Drehstrommotoren für 300 Volt Spannung, und zwar mit einem 7 pferdigen Motor für die Kranfahrt, einem 12 pferdigen zum Heben und einem 3 pferdigen Motor für die Katzenfahrt ausgerüstet.

Schwimmkran für den Hafen der Stadt Riga. Von Müller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 7. Jan. 1905, S. 1/4.) Auf einem Schiffskörper von 27,5 m Länge und 13 m Breite auf Deck und 1,6 m größtem Tiefgang sind ein Mastenkran von 66 t und ein Drehkran von 7 t Tragfähigkeit angeordnet, die von einer Dampfmaschine angetrieben werden.

Neuere Krane, gebaut von der Firma Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr. Von Müller. (Z. Ver. deutsch. Ing. 11. Febr. 1905, S. 201/10.) Auslegerlaufkrane mit elektrischem Antrieb. Laufdrehkrane ohne Ausleger. Blockverladekran für den Georgs-Marien-Bergwerks- und Hüttenverein in Osnabrück.

Fahrbare Turmdrehkrane für Schiffshelgen. (Z. Ver. deutsch. Ing. 8. April 1905, S. 589/91.) Konstruktion der zwei von Ludwig Stuckenholz für den Bremer Vulkan gebauten Krane für 29,4 und 27,1 m höchste Hakenstellung, beide für 3 t Last bei 16 m Ausladung oder für 6 t bei 9,3 m Ausladung.

Lokomotivkran mit elektrischem Antrieb, gebaut von C. Herm. Findeisen, Chemnitz-Gablenz. (Z. Ver. deutsch. Ing. 3. Juni 1905, S. 915/18). Das Hub- und Drehwerk wird durch je einen Drehstrommotor getrieben, das Fahrwerk dagegen äußerlicher Bedingungen wegen durch einen Gleichstrommotor, der aus einer im Kranhaus aufgestellten Akkumulatorenbatterie gespeist wird. Zum Aufladen der Batterie dient ein Umformer.

Sachregister.

(B. vor den Seitenzahlen bedeutet: Berechnungsbeispiel.)

C.

D.

E.

F.

G.

H.

I.

K.

L.

M.

T.

U.

V.

W.

Z.



2. Jedem Wort (Begriff oder Gegenstand) ist, soweit möglich, dessen bildliche Übersetzung in Form der Skizze, der Formel, des Symbols, also in einer allen Ländern verständlichen Universalsprache beigegeben.

Ebenso wie diese bildliche Darstellung, auf Grund der die Feststellung der fremdsprachlichen Ausdrücke in dem betreffenden Lande selbst, und zwar durch Fachingenieure in Werkstätten, Konstruktionsbureaus vorgenommen wurde, schon bei der **Zusammenstellung des Inhaltes** fast jede Unkorrektheit ausschließt, bildet sie auch im **Gebrauche** der Wörterbücher ein kaum hoch genug einzuschätzendes Kontrollmittel.

3. Die Deinhardt-Schlomannsche Methode vermeidet die bisherige alphabetische Anordnung und teilt den Gesamtinhalt eines Bandes in sachgemäß zusammengehörige Gruppen ein.

Wenngleich es also dem Fachmanne leicht ist, ein Wort auf Grund der Gruppeneinteilung (also z. B. 1. Schrauben, 2. Keile, 3. Nieten etc.) und mit Hilfe der beigegebenen Abbildung zu finden, **enthält aufserdem jeder Band am Schlusse ein alphabetisches Register aller aufgenommenen Worte sämtlicher in dem Bande enthaltenen Sprachen,** mit dem kurzen Verweis auf die betreffende Stelle im Hauptteil. Ein und dasselbe Exemplar kann daher in jedem Lande der aufgenommenen Sprachen:

Deutsch — Englisch — Französisch — Russisch
Italienisch — Spanisch,

gebraucht werden, so daß durch die erwähnte grundsätzliche Abweichung von der bisherigen lexikalischen Einrichtung **ein** Band der Deinhardt-Schlomannschen Wörterbücher **30** zweisprachige Wörterbücher alten Systems ersetzt.

4. Die Deinhardt-Schlomannschen technischen Wörterbücher sind gleichzeitig Lehrbücher der technischen Sprache.

Durch die Fachgruppenbearbeitung und durch den systematischen Aufbau der jeweils behandelten Materie sind alle auf ein Spezialgebiet sich beziehenden Ausdrücke, sowohl die der Theorie wie die der Praxis, auf einen kleinen Raum derart zusammengedrängt, daß sich jeder im Zusammenhange über dieselben orientieren und sich an der Hand der Skizze im Gedächtnis einprägen kann. Dieser Umstand prägt dem Werke den Charakter des Lehrbuches auf und wird vor allen Dingen den Studierenden der technischen Hochschulen für die Vorbereitung zum Examen, wo die Kenntnis der fremdsprachigen termini technici verlangt wird, von unschätzbarem Werte sein.

Der Bearbeitung unterliegen die Spezialgebiete der gesamten Ingenieur- und Bauwissenschaft einschließlich der Chemie und Hüttenkunde und des Bergbaues.

In Aussicht genommen und teilweise bereits in Bearbeitung sind folgende Bände:

Maschinenbau.

I. »Die Maschinenelemente und die gebräuchlichsten Werkzeuge zur Bearbeitung von Holz und Metall.« (Erscheint Anfang 1906.)
II. »Dampfkessel, Dampfmaschinen und Dampfturbinen.«
III. »Explosionsmotoren und Explosionsturbinen« nebst einem Anhang »Selbstfahrer«.
IV. »Hydraulische Maschinen« (Turbinen, Wasserräder, Kolbenpumpen, Zentrifugalpumpen).
V. »Hebemaschinen und Transporteinrichtungen.«
VI. »Eisenbahnen und Eisenbahnmaschinenbau.«
VII. »Werkzeuge und Werkzeugmaschinen.«

Elektrotechnik.

VIII. »Elektrische Installation und Kraftübertragung sowie elektrische Maschinen und Apparate«, mit einem Anhang »Elektrische Bahnen«.
IX. »Elektrochemie und spezielle elektrische Verfahren.«

Architektur.

X. »Baukonstruktionen.«
XI »Architektonische Formen.«

Tiefbau.

XII. »Wasserbau« (Kanalbau, Hafenbau).
XIII. »Brückenbau und Eisenkonstruktionen.«
XIV. »Beton- und Monierbau.«

Chemie.

XV. »Technische Chemie, chemisch-technische Verfahren einschließlich der speziellen Hilfsapparate.«

Hüttenkunde.

XVI. »Eisenhüttenwesen«.

Bergbau.

XVII. »Bergwerksbau und die in den Bergwerken verwendeten Spezialmaschinen.«

Von den vorstehenden Themen erscheint zunächst:

als Bd. I: Die Maschinenelemente und die gebräuchlichsten Werkzeuge zur Bearbeitung von Holz und Metall. 400 Seiten, 8°, mit 778 Abbildungen und zahlreichen Formeln etc. Preis geb. M. 5 —.
„ „ II: Elektrische Installation und Kraftübertragung sowie elektrische Maschinen und Apparate, mit einem Anhang »Elektrische Bahnen«.
„ „ III: Dampfkessel, Dampfmaschinen und Dampfturbinen.
„ „ IV: Explosionsmotoren und Explosionsturbinen nebst einem Anhang »Selbstfahrer«.

Druck und Verlag des Gesamtunternehmens:

R. Oldenbourg, München u. Berlin W. 10

Englische Ausgabe:
ARCH. CONSTABLE & Co., Ltd. LONDON.
Französische Ausgabe:
H. DUNOD ET E. PINAT, PARIS.
Italienische Ausgabe:
ULRICO HOEPLI, MAILAND.

Russische Ausgabe:
K. L. RICKER, ST. PETERSBURG.
Amerikanische Ausgabe:
MAC GRAW PUBLISHING Co., NEW-YORK.
Spanische Ausgabe:
Noch in Unterhandlung.

